



Juuso Autiosalo

## **Hydraulisen paineakun hyötysuhteen parantaminen lämmönsiirtimen avulla**

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi  
diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 29.5.2017

Valvoja: Professori Matti Pietola

Ohjaaja: Tekniikan tohtori Jyrki Kajaste

---

**Tekijä** Juuso Autiosalo

---

**Työn nimi** Hydraulisen paineakun hyötysuhteen parantaminen lämmönsiirtimen avulla

---

**Koulutusohjelma** Konetekniikka

---

**Pääaine** Koneensuunnittelu

---

**Pääaineen koodi** K3001

---

**Työn valvoja** Professori Matti Pietola

---

**Työn ohjaaja(t)** TkT Jyrki Kajaste

---

**Päivämäärä** 29.5.2017

---

**Sivumäärä** 58

---

**Kieli** suomi

---

### Tiivistelmä

Koneiden hyötysuhteisiin kiinnitetään yhä enemmän huomiota myös hydrauliiikan alalla. Energiaa talteen ottavien järjestelmien yleistymisen myötä myös paineakun hyötysuhde on kasvanut merkittäväksi tekijäksi. Paineakkujen huono hyötysuhde johtuu pääosin lämpövuodoista. Paineakun eristämistä ja lämmön regenerointia on tutkittu monissa aiemmissa tutkimuksissa. Useissa hydraulijärjestelmissä olisi kuitenkin esimerkiksi polttomoottorien tuottamaa hukkalämpöä reilusti saatavilla, ja paineakkuun liitetyn lämmönsiirtimen avulla tätä lämpöä voitaisiin käyttää lämpövuotojen kompensoinnissa.

Tutkimusongelma tässä diplomityössä on kaksiosainen. Ensin tulee todistaa, että paineakun hyötysuhteen parantaminen on mahdollista lisälämmön avulla. Toiseksi tulee selvittää, voidaanko paineakusta tehdä lämpövoimakone, joka palauttaa hydraulijärjestelmään enemmän energiaa kuin sen lataamiseen on käytetty.

Tutkimusongelman ratkaisemiseksi rakennettiin paineakkujärjestelmä, jonka kaasun lämpötilaan voidaan vaikuttaa lämmönsiirtimen avulla. Järjestelmälle suoritettiin koesarja hyötysuhteiden toteamiseksi yhden työkierron aikana. Koesarjassa mitattiin järjestelmän toimintaa syöttämällä paineakkuun hydraulinestettä eri tilavuusvirroilla 3-50 litraa minuutissa. Järjestelmän toiminta mitattiin myös kahdessa referenssimittauksessa, joissa syötettiin lämmönsiirtimeen vakiolämpötilaista kylmää ja kuumaa vettä.

Tuloksina koesarjoista saatiin, että hyötysuhdetta voidaan parantaa, kun käytetään lisälämmön lisäksi myös kylmää vettä luomassa lämpövoimakoneen toiminnallisuutta. Paineakusta saatiin myös energiaa hydraulijärjestelmään tuottava komponentti 103 % energianpalautussuhteella. Koko järjestelmän hyötysuhde rajattiin työn ulkopuolelle, mutta sen voidaan olettaa olevan hyvin matala. Järjestelmän hyötysuhteella ei kuitenkaan ole käytännössä merkitystä, kun hyödynnetään hukkalämpöä.

Johtopäätöksenä voidaan todeta, että hukkalämmön hyödyntämiselle paineakun hyötysuhteen parantamisessa on olemassa hyvät edellytykset. Jatkossa tulisi kehittää järjestelmän teknisiä valmiuksia, varmistaa järjestelmän sopivuus todellisiin käyttökohteisiin sekä selvittää järjestelmän kysyntä markkinoilla.

---

**Avainsanat** paineakku, lämmönsiirrin, hyötysuhde, kokeellinen tutkimus

---



<b>Author</b> Juuso Autiosalo		
<b>Title of thesis</b> Enhancing efficiency of hydraulic accumulator with a heat exchanger		
<b>Degree programme</b> Mechanical Engineering		
<b>Major</b> Machine design		<b>Code</b> K3001
<b>Thesis supervisor</b> Professor Matti Pietola		
<b>Thesis advisor(s)</b> Jyrki Kajaste, D.Sc. (Tech.)		
<b>Date</b> 29.5.2017	<b>Number of pages</b> 58	<b>Language</b> Finnish

### Abstract

Efficiency of machines is becoming increasingly important also in the hydraulics sector. As energy recovery systems have become more common, efficiency of hydraulic accumulators has also grown to be a major factor. The poor efficiency of hydraulic accumulator is mainly caused by heat loss. Isolation and heat regeneration of hydraulic accumulators have been investigated in many previous studies. However, in many hydraulic systems, waste heat generated by combustion engines is widely available and a heat exchanger connected to the hydraulic accumulator could be used to compensate for heat loss.

The research problem in this thesis is twofold. First, it must be proven that efficiency of a hydraulic accumulator can be improved with additional heat. Secondly, it will be determined whether the hydraulic accumulator can be transformed to a heat engine that returns more energy to the hydraulic system than was used for loading it.

To solve the research problem, a hydraulic accumulator system was built, whose gas temperature can be influenced by a heat exchanger. A set of tests was performed for the system to measure efficiency during one use cycle. In the test set, performance of the system was measured while feeding hydraulic fluid to the hydraulic accumulator at different flow rates of 3-50 liters per minute. The operation of the system was also measured in two reference measurements, in which constant temperature cold and hot water was fed to the heat exchanger.

Results from the test series prove that it is possible to improve the efficiency by using not only additional heat but also cold water to create the heat engine functionality. The hydraulic accumulator was also transformed into a component that provides additional energy to the hydraulic system with a 103% energy return ratio. Efficiency of the entire system was left out of scope of the research, but it is expected to be very low. However, the efficiency of the system is essentially irrelevant while utilizing waste heat.

As a conclusion, the results show that waste heat can be used to increase the efficiency of the hydraulic accumulator. In the future, technical capability of the system should be enhanced, suitability to real applications must be ensured, and market demand for the system should be explored.

---

**Keywords** hydraulic accumulator, heat exchanger, efficiency, experimental research

---

## Alkusanat

Tämä diplomityö tehtiin Tekesin rahoittamaan, Aalto-yliopiston hydrauliiikan laboratoriossa toteutettuun Accuheat-projektiin. Diplomityön aiheeseen päädyttiin, kun haluttiin selvittää, pystytäänkö lämmönsiirtimen avulla parantamaan paineakun hyötysuhdetta. Al-lekirjoittanut valikoitui diplomityön tekijäksi työskenneltyään hydrauliiikan laboratoriossa tutkimusapulaisena, jonka aikana osallistui muun muassa paineakun ja hydrauliiikkapumpun suunnitteluun.

Tahdon kiittää diplomityöprojektin tarjoamasta oppimismahdollisuudesta Jyri Juhalaa, valvojaani Matti Pietolaa ja ohjaajaani Jyrki Kajastetta. Jyrkiä kiitän erityisesti myös johdatuksesta akateemiseen maailmaan. Avusta ja ohjauksesta koelaitteen valmistuksessa sekä muissa käytännön asioissa kiitän Antti Sinkkosta. Suunnitteluavusta kiitän Aleksi Turusta ja Alexander Järfiä. Lisäksi muista neuvoista ja tuesta kiitän Henri Hännistä.

Tahdon kiittää myös Marielaa, äitiäni, isääni sekä muuta perhettäni tuesta ja kannustuksesta niin diplomityön kuin myös muiden asioiden suhteen.

Espoo 29.5.2017

Juuso Autiosalo

# Sisällysluettelo

Alkusanat

Merkinnät ja lyhenteet.....	I
1 Johdanto .....	1
1.1 Tausta .....	1
1.2 Tutkimusongelma .....	2
1.3 Tavoitteet, rajaus ja menetelmät.....	2
2 Hydraulinen paineakku .....	4
2.1 Toimintaperiaate ja rakenne .....	4
2.2 Paineakun lämpötilakäyttäytyminen .....	6
2.3 Paineakun hyötysuhteen parantaminen .....	8
2.3.1 Paineakun eristäminen .....	9
2.3.2 Paineakkuun asennettava regeneraattori .....	12
2.3.3 Paineakkuun asennettava lämmönsiirrin.....	15
3 Lämmönsiirrin.....	17
3.1 Lämmönsiirtoteoria .....	17
3.2 Lämmönsiirrinten virtaustyytit .....	19
3.3 Lämmönsiirrinten rakennetyypit .....	20
4 Koejärjestelyn vaatimukset ja suunnittelu .....	23
4.1 Piirikaaviot koejärjestelyille.....	23
4.2 Mittausjärjestelyn vaatimukset.....	25
4.3 Koejärjestelyn vaatimuslista.....	25
5 Lämmönsiirtimen suunnittelu ja valmistus .....	27
5.1 Vaatimuslista lämmönsiirtimelle.....	27
5.2 Valmistusmenetelmän valinta .....	28
5.3 Lämmönvaihtimen suunnitteluperiaatteet .....	29
5.4 Lämmönsiirtimen mitoitus .....	31
5.5 Lämmönsiirtimen mallinnus ja valmistus .....	32
6 Koejärjestely .....	35
6.1 Koejärjestelyn komponentit.....	35
6.2 Mittauslaitteisto .....	35
6.3 Toteutettu koejärjestely .....	36
6.4 Mittaustapahtuma .....	38
7 Tulokset.....	39
7.1 Veden lämpötilat .....	39
7.2 Kaasun paineet .....	40
7.3 Puristusvaiheen ja paisuntavaiheen pV-diagrammit .....	42
7.4 Eri tilavuusvirtojen pV-diagrammit .....	43
7.5 Kaasun lämpötilat.....	45
7.6 Hyötysuhdelaskelmat .....	46
8 Pohdinnat .....	48
8.1 Tulosten pohdinta .....	48
8.1.1 Veden lämpötilat .....	48
8.1.2 Kaasun paineet .....	48
8.1.3 Puristus- ja paisuntavaiheen pV-diagrammit .....	49
8.1.4 Eri tilavuusvirtojen pV-diagrammit .....	49
8.1.5 Kaasun lämpötilat.....	50
8.1.6 Hyötysuhdelaskelmat .....	51
8.2 Koejärjestelyn arviointi .....	51
8.3 Lisälämmön potentiaali tulevaisuudessa .....	51

8.4	Jatkoehdotukset .....	52
9	Yhteenveto .....	54
	Lähteluetelo .....	56

## Merkinnot ja lyhenteet

$A$	[m <sup>2</sup> ]	pinta-ala
$A_i$	[m <sup>2</sup> ]	sisäpuolen pinta-ala
$A_o$	[m <sup>2</sup> ]	ulkopuolen pinta-ala
BWR		Benedict-Webb-Rubin -yhtälö
$G$	[W/K]	konduktanssi
$h$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	konvektion lämmönsiirtokerroin
$h_i$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	konvektion lämmönsiirtokerroin
$h_o$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	konvektion lämmönsiirtokerroin
$k$	[W/(m·K)]	lämmönjohtavuus
$L$	[m]	pituus
$m$	[kg]	massa
$n$	[mol]	ainemäärä
$Nu$	[-]	Nusseltin luku
$p$	[Pa]	paine
PCHE		lämmönsiirintyyppi (Printed Circuit Heat Exchanger)
$Pr$	[-]	Prandtlin luku
$q_{konv}$	[W]	konvektion lämpövirta
$q_{sät}$	[W]	säteilyn lämpövirta
$\bar{q}$	[W/m <sup>2</sup> ]	lämpövirran tiheys
$R$	[J/(mol·K)]	kaasuvakio
$r_i$	[m]	sisähalkaisija
$r_o$	[m]	ulkohalkaisija
$Re$	[-]	Reynoldsin luku
$T$	[K]	lämpötila
$T_A$	[K]	fluidin lämpötila sisäpuolella
$T_B$	[K]	fluidin lämpötila ulkopuolella
$T_W$	[K]	pinnan lämpötila
$T_y$	[K]	ympäristön lämpötila
$T_\infty$	[K]	äärettömän laajan aineen lämpötila
TEMA		putkilämmönsiirtimien valmistajien järjestö (Tubular Exchanger Manufacturers Association)
$\nabla T$	[K/m]	lämpötilagradientti
$v$	[m/s]	nopeus
$V$	[m <sup>3</sup> ]	tilavuus
$\alpha$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	lämmönsiirtokerroin
$\beta$	[°]	maanpinnan kaltevuus
$\gamma$	[-]	adiabaattivakio
$\varepsilon$	[-]	emissiviteetti
$\theta_{ln}$	[K]	logaritminen lämpötilaero
$\lambda$	[W/(m·K)]	lämmönjohtavuus
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	kinemaattinen viskositeetti
$\sigma$	[W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> )]	Stefanin-Bolzmännin vakio
$\phi$	[W]	lämpöteho

# 1 Johdanto

Energian hinnannousun, ilmastonmuutoksen hillitsemisen ja ympäristönsuojelun myötä energiatehokkuus on muodostunut tekniikan aloilla yhdeksi tärkeimmistä kehityskoh-teista. Myös varsin konservatiivisena pidetyllä hydrauliiikan alalla on alettu panostaa lait-teiden hyötysuhteiden parantamiseen. Hydrauliiikan yleisimmissä komponenteissa kuten pumpuissa ja moottoreissa hyötysuhdetta on tutkittu ja kehitetty jo pitkään. Parhaat tu-lokset kokonaisenergian kulutuksen vähentämisessä saadaan kuitenkin aikaan kiinnittä-mällä huomiota koko hydraulijärjestelmän suunnitteluun. Tällöin voidaan vähentää hu-katun energian määrää esimerkiksi pumpun kierrosnopeutta säätelemällä tai ottaa jo käy-tettyä energiaa talteen kineettisestä tai potentiaalienergiasta. Energiatehokkaampien jär-jestelmien suunnittelussa vaikeutena on, että ne vaikuttavat usein laitteen käytettävyyteen heikentävästi verrattuna perinteisiin ratkaisuihin. Käytettävyyttä voidaan parantaa erilai-silla ratkaisuilla, mutta tämä tarkoittaa, että energiatehokkaiden järjestelmien kehityksen tulee olla varsin pitkällä ennen kuin ne saavuttavat suosiota käyttäjien keskuudessa. Li-säksi energiatehokkaat järjestelmät ovat kalliimpia, jos niissä käytetään enemmän kom-ponentteja, tai jos tehokkuus saavutetaan laadukkaammilla komponenteilla. Energiate-hokkaiden järjestelmien tulee siis saavuttaa selkeät parannukset energian kulutuksessa, jotta takaisinmaksuajat pysyvät kohtuullisina. Suosituksi vaihtoehdoksi ovat viime vuo-sina osoittautuneet energiaa talteen ottavat järjestelmät, joissa energiaa varastoidaan het-kellisesti esimerkiksi paineakkuihin.

## 1.1 Tausta

Tämä diplomityö on osa Aalto-yliopiston hydrauliiikan laboratoriolta tehtyä tutkimussar-jaa, jossa tutkitaan keinoja hydrauliiikassa käytettyjen paineakkujen hyötysuhteen paran-tamiseen. Tutkimussarjassa lähdettiin liikkeelle selvittämällä paineakun potentiaali hyd-raulijärjestelmän yleisen hyötysuhteen parantamisessa [1]. Kun selkeä tarve paineakun hyötysuhteen parantamiselle oli löydetty, tutustuttiin hyötysuhteeseen vaikuttaviin teki-jöihin implementoimalla ja kokeellisesti verifioimalla paineakun käyttäytymistä kuvaava simulaatiomalli. [2]. Samalla aloitettiin kokeellisten testien sarja, jossa tutkittiin erilaisten paineakun hyötysuhdetta parantavien menetelmien toimivuutta käytännössä.

Kokeillut menetelmät ennen tämän työn aloittamista ovat olleet:

1. Vaahtomuovin käyttö kaasutilavuudessa [2].
2. Hunajakennoregeneraattorin käyttö kaasutilavuudessa [3, 4].
3. Eristetyn rungon käyttö [5].
4. Faasimateriaalin hyödyntäminen regeneroinnissa [6].
5. Uppomäntäakku [7].

Ensimmäisessä menetelmässä täytettiin paineakun kaasutilavuus elastisella vaahtomuo-villa, joka muuttaa muotoaan paineakkua täytettäessä. Menetelmän hyötysuhdetta paran-tava vaikutus perustuu siihen, että kaasu ei pääse virtaamaan tilavuudessa heikentäen läm-mön siirtymistä kaasusta akun seiniin. Toisessa menetelmässä paineakun kaasutilavuu-teen asetettiin hunajakennoregeneraattori, joka varastoi itseensä lämpöä ja vapauttaa sen paineakun työsyklin aikana. Näin kaasun lämpötila nousee vähemmän kuin ilman re-generaattoria, jolloin lämmön siirtyminen runkoon varastointijakson aikana ei ole yhtä voimakasta. Kolmannessa menetelmässä valmistettiin uudenlainen paineakun runko, jossa rungon painetta kantava raskas osa pystyttiin eristämään kaasusta. Tällöin lämpö-vuoto ympäristöön pieneni. Neljännessä menetelmässä hyödynnettiin faasimuutoksen vaatimaa suurta energiamäärää lämmön regeneroinnissa sijoittamalla kaasutilavuuteen parafiiniä. Parafiinin oli tarkoitus sulaa ja jähmettyä työsyklin eri vaiheissa vähentäen



kaasun lämpenemistä hunajakennoregeneraattorin tavoin. Faasimateriaalin ongelmaksi kuitenkin osoittautui liian heikko lämmönjohtavuus. Näiden jälkeen suunniteltiin uudenmallinen paineakku, jonka geometria mahdollisti kaasutilavuuden eristämisen tehokkaammin paineakun rungosta ilman vaikeasti valmistettavaa välieristystä. Samalla myös mahdollistui erilaisten regeneraatiomateriaalien tehokkaampi hyödyntäminen.

Kaikilla testatuilla menetelmillä saatiin aikaan parannuksia paineakun hyötysuhteeseen. Erityisesti menetelmät 1-3 osoittautuivat tehokkaiksi jopa yli kymmenen prosenttiyksikön parannuksilla. Hyötysuhde ei kuitenkaan ollut vielä kovin lähellä sataa prosenttia. Kun faasimateriaalien käyttö osoittautui hankalaksi toteuttaa tehokkaasti käytännössä, jatkettiin uusien tapojen etsimistä. Tutkimusryhmässä syntyi ajatus monien hydraulijärjestelmien yhteydessä saatavilla olevan hukkalämmön hyödyntämisestä paineakun hyötysuhteen parantamisessa. Hukkalämmön lähteitä voivat olla esimerkiksi polttomoottorit sekä erilaiset teollisuuden prosessit.

## **1.2 Tutkimusongelma**

Aktiivinen lämmitys on selkeä ratkaisu estää kaasun lämpötilan aleneminen paineakussa. Lämmitys voidaan monissa hydraulijärjestelmissä perustellusti toteuttaa johtamalla polttomoottorin tuottama hukkalämpö paineakkuun. Päätettiin siis rakentaa paineakku, jonka kaasutilavuutta voitaisiin lämmittää polttomoottorista saatavan kuumen jäähdytysveden avulla. Tässä diplomityössä selvitetään edellä kuvatun menetelmän toimivuus käytännössä. Tutkimusongelma voidaan tiivistää seuraavaan lauseeseen: voidaanko hydraulisen paineakun hyötysuhdetta parantaa tuomalla siihen ulkoista lämpöenergiaa kuumen veden avulla?

## **1.3 Tavoitteet, raja- ja menetelmät**

Diplomityön tavoitteena on todistaa, että hydraulisen paineakun hyötysuhdetta pystytään nostamaan merkittävästi paineakun kaasutilavuuteen sijoitetun lämmönsiirtimen avulla. Toissijainen tavoite on, että paineakun hyötysuhde saadaan nostettua yli yhden hyödyntämällä toisaalla syntyvää hukkalämpöä.

Tässä työssä termillä paineakun hyötysuhde tarkoitetaan hyötysuhdetta hydraulipiirin näkökulmasta. Tämä ei ole määritelmän mukaan oikein laskettu hyötysuhde, sillä se ei ota huomioon kaikkea järjestelmään tuotua energiaa. Sen sijaan paineakun hyötysuhde on määritelty yhden työkierron aikana esiintyvien energioiden suhteeksi seuraavan kaavan mukaisesti:

$$\eta_a = \frac{W_1 - W_2 + W_3}{W_1}. \quad (1)$$

Tässä  $\eta_a$  on paineakun hyötysuhde,  $W_1$  paineakkuun tuotu  $\omega$  hydraulinen energia,  $W_2$  paineakun häviöihin kuluva energia ja  $W_3$  lämmityksellä tuotu lisäenergia. Näin määriteltynä paineakun hyötysuhde voi nousta yli yhden. Tämä ei ole ihanteellinen nimeämiskäytäntö, sillä aito hyötysuhde ei voi termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön mukaan nousta yhtä suuremmaksi. Parempaa vakiintunutta nimitystä ei kuitenkaan ole saatavilla, joten tässä työssä käytetään pääasiassa termiä paineakun hyötysuhde, joka on siis tavallisesta hyötysuhteesta poikkeava. Terminologian määrittelylle olisi tässä tapauksessa selkeä tarve, ja kuvaavampi termi hyötysuhteen sijasta olisi energianpalautussuhde.

Paineakku muutetaan tässä työssä toteutettavalla laitteistolla yksinkertaiseksi lämpövoimakoneeksi, joka muuttaa lämpöenergiaa kaasunpaineen kautta hydrauliseksi energiaksi. Paineakkujärjestelmälle voitaisiin laskea myös lämpövoimakoneen hyötysuhde, mutta se rajattiin tämän työn ulkopuolelle useasta syystä. Käytettävä lämpö on hukkalämpöä, josta tulee joka tapauksessa päästä eroon, jolloin paremmalla hyötysuhteella ei saavuteta etuja. Kyseessä on myös uuden ilmiön ensimmäisen prototyypin valmistus, joten kaikki suunnitteluresurssit käytettiin ensisijaisen tavoitteen täyttämiseen. Lämpövoimakoneen hyötysuhde tiedettiin myös varmasti matalaksi koejärjestelyn suunnittelussa tehtyjen valintojen myötä. Lopulta veden tarkan tilavuusvirtatiedon puuttuminen rajasi kokonaishyötysuhteen laskemisen pois työstä. Työstä rajattiin pois myös simulointimallin implementointi, sillä järjestelmässä käytetään komponentteja tavoilla, joille ei ole selkeitä laskukaavoja. Täten simulointimallin tulokset eivät olisi luotettavia ja tuloksien varmistamiseksi tulisi joka tapauksessa rakentaa prototyyppi. Simulointimallilla ei siis päästäisi lähemmäs tutkimuksen tavoitetta.

Tutkimusmenetelminä tässä työssä käytetään kirjallisuustutkimusta sekä kokeellista tutkimusta. Kirjallisuustutkimus toimii pääasiassa tiedon hankkimisen välineenä kokeellisen tutkimuksen toteuttamista varten. Työmäärällisesti valtaosa työpanoksesta kuluu kokeellisen tutkimuksen toteuttamiseen, sillä vaadittava koejärjestely tulee valmistaa itse. Tutkimuksen kohteena olevan kaltaista järjestelmää ei ole tiettävästi valmistettu aikaisemmin missään, joten suunnittelussa tulee soveltaa uudenlaisia ratkaisuita.

Tutkimuksen toteutuksen kulku voidaan jakaa kronologisesti viiteen vaiheeseen, joiden myötä tutkimusongelmaan saadaan ratkaisu. Ensimmäisessä vaiheessa perehdytään paineakkujen ja lämmönsiirrinten toimintaperiaatteisiin ja suunnittelussa tarvittavaan teoriatietoon. Toisessa vaiheessa suunnitellaan paineakun ja lämmönsiirrinten yhdistävä järjestelmä, jolla tutkimuksen tavoitteet saavutetaan. Kolmannessa vaiheessa valmistetaan järjestelmä tarvittavine komponentteineen. Neljäntenä tehdään kokeet hyötysuhteiden mittaamiseksi. Viimeisessä vaiheessa analysoidaan tulokset ja tehdään johtopäätökset kokeiden onnistumisesta. Tämän työn rakenne seuraa pääosin edellä kuvattua kronologista järjestystä.

Tämä diplomityö koostuu yhdeksästä luvusta. Ensimmäisessä luvussa johdatellaan aiheeseen käymällä läpi työn tausta, tutkimusongelma, tavoitteet, rajaukset ja menetelmät. Toisessa luvussa esitellään hydraulisen paineakun toimintaperiaate, lämpötilakäyttäytymisen sekä keinoja sen hyötysuhteen parantamiseen. Kolmannessa luvussa tutustutaan lämmönsiirtoteoriaan sekä lämmönsiirrinten ominaisuuksiin. Neljännessä luvussa esitellään koejärjestelyn vaatimukset sekä suunnittelu. Viidennessä luvussa käydään läpi tässä työssä toteutetun lämminsiirrinten suunnittelu- ja valmistusprosessi. Kuudennessa luvussa kuvaillaan toteutettu koejärjestely ja seitsemännessä luvussa esitellään tulokset. Kahdeksannessa luvussa pohditaan tulosten merkitystä ja yhdeksännessä luvussa esitetään yhteenveto työstä.

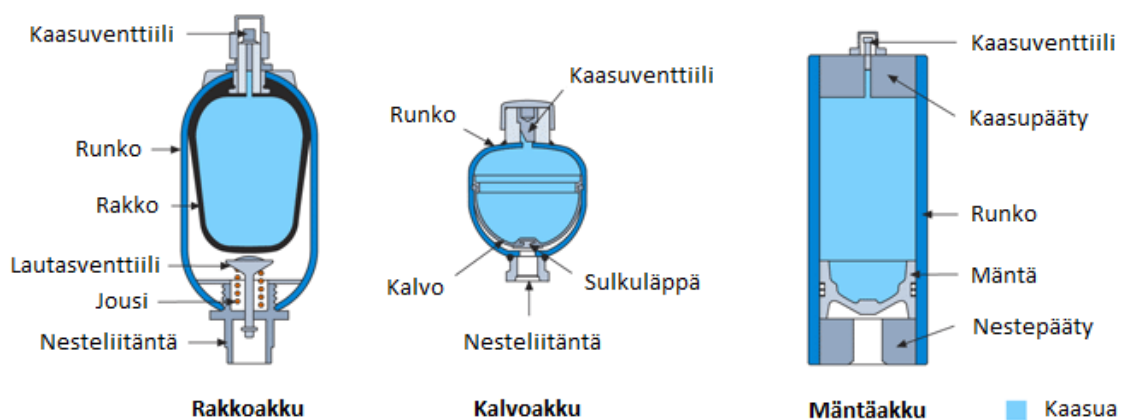
## 2 Hydraulinen paineakku

Hydraulisia paineakkuja käytetään hydraulisissa järjestelmissä pääasiassa painevärähtelyjen ja -iskujen tasaamiseen tai energian säilömiseen. Paineiskujen tasaaminen on tarpeellista, jos pumppu tuottaa epätasaista tilavuusvirtaa tai hydraulipiirin toiminnasta aiheutuu paineiskuja. Energiaa säilötään paineakkuihin, kun järjestelmässä tarvitaan hetkellisesti suurempi tilavuusvirta kuin mitä pumppu voi tuottaa. Energiaa säilötään paineakkuihin myös, kun otetaan hydraulista energiaa talteen regeneroivissa järjestelmissä.

Hydrauliseen paineakkuun tutustutaan tarkemmin kolmessa eri aihealueessa. Paineakun toimintaperiaate ja rakenne esitellään luvussa 2.1, paineakun hyötysuhteen kannalta olennaiseen lämpötilakäyttäytymiseen tutustutaan luvussa 2.2 ja hyötysuhteen parantamiseen paneudutaan luvussa 2.3.

### 2.1 Toimintaperiaate ja rakenne

Hydraulisten paineakkujen toiminta perustuu kaasun kokoonpuristamiseen. Jotta kaasua voidaan puristaa kokoon nestepaineen avulla, tulee kaasu jollain tavalla erottaa nesteestä. Tämän erotustavan tulee mahdollistaa kaasutilavuuden muuttuminen. Muuttuva kaasutilavuus on mahdollistettu paineakuissa tyypillisesti kahdella eri tavalla: joko joustavan kalvon tai liikkuvan männän avulla. Joustavaan materiaaliin perustuvia akkuja on kahta eri tyyppiä, kalvoakkuja sekä rakkoakkuja. Näiden lisäksi on olemassa männän liikkeeseen perustuvia mäntäakkuja. Kolmen yleisimmän paineakkutyyppin, rakko-, kalvo- ja mäntäakun rakenteet ja oleelliset osat on esitetty kuvassa 1.



Kuva 1. Eri paineakkutyyppien rakenteet. Kuvaan on merkitty osien nimet. [8]

Rakkoakussa kaasu- ja nestepuoli erotetaan toisistaan joustavan rakon avulla. Rakko on kiinnitetty suoraan kaasuventtiiliin, josta täytetään akkuun esilatauspaine. Vastakkaisella puolella sijaitsee sulkuläppä, jonka rakko työntää kiinni laajentuessaan maksimitilavuuksiinsa. Rakkoakulla on kalvoakun tapaan nopea vasteaika, jolloin se sopii myös samoihin tehtäviin. Lisäksi rakkoakusta voidaan tehdä huomattavasti suurempi kuin kalvoakusta, jolloin sitä voidaan käyttää energian varastointiin ja tilavuusvirran tuottamiseen erilaisissa tilanteissa. Esimerkiksi Hydac tarjoaa rakkopaineakkuja tilavuuksiltaan 0,5-450 litraa [9].

Kalvoon perustuvassa paineakussa erotetaan joustavan kalvon avulla painekammion kaasu- ja nestepuoli toisistaan. Kalvo on kiinnitetty reunoiltaan painekammion sisäseinään. Kalvossa oleva sulkuläppä estää kalvon puristumisen ulos nesteaukon kautta esila-

tauspaineen vaikutuksesta. Kalvoakun toiminta on nopeaa, jonka takia sitä voidaan käyttää erityisesti nopeiden paineiskujen ja tilavuusvirran vaihteluiden vaimentamiseen. Hydacin valikoimassa on paineakkuja 4 litraan asti [9]

Mäntäakku koostuu putkesta, jonka päätyjen tilavuudet erotetaan toisistaan liikkuvan männän avulla. Toisessa päädyssä on lähtö hydraulinesteelle ja toisella puolella kaasun esilatausventtiili. Mäntäakku on painavan mäntänsä takia hitaampi reagoimaan kuin kalvo- ja rakkoakut ja se myös sietää epäpuhtauksia heikommin liikkuvan tiivisteensä takia. Mäntäakuilla saavutetaan kuitenkin suurimmat tilavuusvirrat ja puristussuhteet, se voidaan sijoittaa myös vaakatasoon ja siinä ei käytännössä tapahdu kaasun läpäisyä nestepuolelle. Mäntäakusta voidaan myös tehdä hyvin suuritilavuuksinen, jolloin sitä voidaan käyttää energiavarastona ja tilavuusvirran tuottamiseen. Tilavuudelle ei juuri ole rajoituksia ja esimerkiksi Hydac tarjoaa 0,16-3300 litran mäntäakkuja vakiovalikoimassaan [9].

Kolmen yleisimmän paineakkutyypin lisäksi markkinoilla on myös harvinaisempia paineakkutyyppejä, joita on esitelty kuvassa 2. Ensimmäisenä kuvassa on metallipaljepaineakku (1), jossa neste ja kaasu erotetaan toisistaan metallipalkeiden avulla. Näin saavutetaan täysin tiivis rakenne ilman erillisiä tiivisteitä. Metallipaljepaineakkuille luvataan pitkää kestoikää, huoltovapautta sekä korkeiden lämpötilojen ja syövyttävien aineiden sietoa [10]. Paineakkuja on myös optimoitu eri vaimennustehtäviä varten, kuten paineiskujen vaimentamiseen (2) ja melun vaimentamiseen (3). Paineakkuja tehdään myös kevyempinä versioina (4). Jopa yli 80% painon vähennyksiä voidaan saavuttaa vastaavaan hiiliteräksestä tehtyyn paineakkuun verrattuna, kun hyödynnetään kevyempiä materiaaleja, kuten alumiinia tai komposiitteja. Jousipaineakussa (5) energia varastoidaan kaasun sijasta jouseen. Omana akkutyypinään voidaan pitää myös paineakkukeskuksia (6), joissa on valmiina mukana akkujen käytössä tarvittavat lisävarusteet.



Kuva 2. Kuvia harvinaisemmista paineakkutyypeistä. [9]

## 2.2 Paineakun lämpötilakäyttäytyminen

Paineakussa olevan kaasun tiheys vaihtelee paineakussa vallitsevan paineen mukaan. Kaasun tiheys kasvaa puristusvaiheessa, kun kaasutilavuus pienenee. Tilavuuden, tiheyden ja paineen muutosten lisäksi paineakun kaasussa tapahtuu muutoksia myös lämpötilassa. Muutoksia voidaan selittää yksinkertaisimmillaan ideaalikaasun mallilla. Ideaalikaasun paine, tilavuus ja lämpötila käyttäytyvät toisiinsa nähden ideaalikaasun tilanyhtälön mukaisesti:

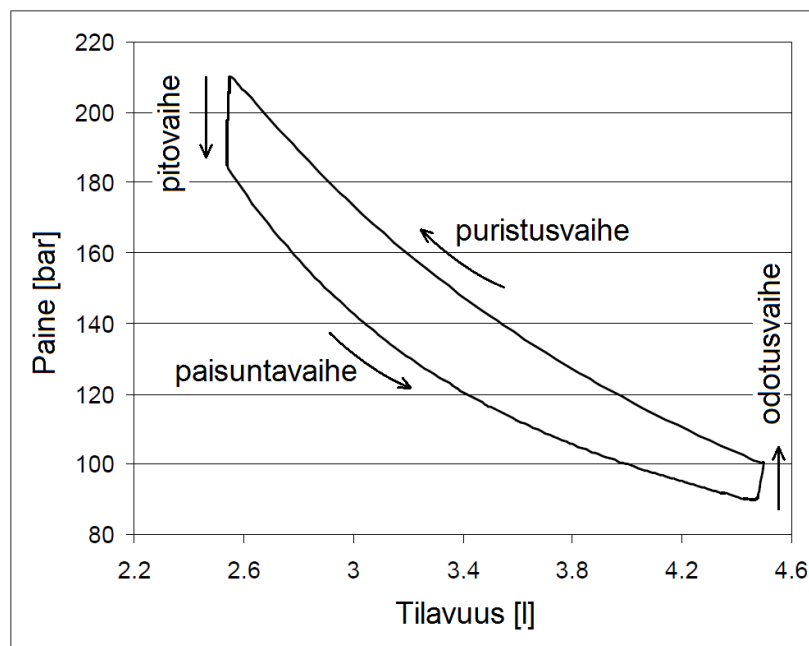
$$pV = nRT, \quad (1)$$

jossa  $p$  on kaasun paine,  $V$  on kaasun tilavuus,  $n$  on kaasun ainemäärä mooleissa,  $R$  on kaasuvakio ja  $T$  on kaasun lämpötila. Pelkästään tällä kaavalla ei kuitenkaan päästä vielä käsiiksi paineakun kaasussa tapahtuviin muutoksiin. Oletetaan yksinkertaisuuden vuoksi vielä, että paineakun kaasusta ei tapahdu lämmönsiirtoa ympäristöön. Tällöin kaasu käyttäytyy adiabaattisen prosessin mukaisesti ja voimme käyttää adiabaattiselle prosessille pätevää kaavaa

$$pV^\gamma = \text{vakio}, \quad (2)$$

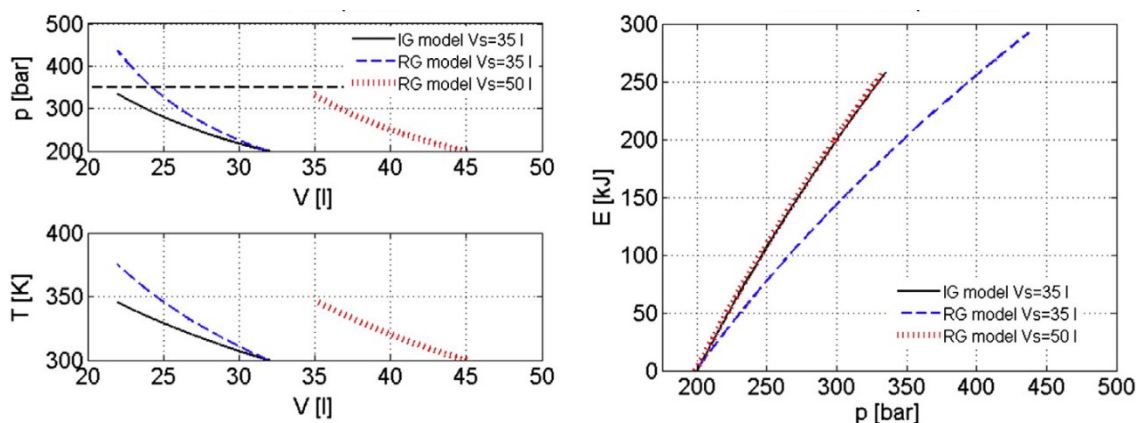
jossa aiemmin esiteltyjen lisäksi  $\gamma$  on adiabaattivakio. Tällä kaavalla saamme selville kaasun paineen, kun tilavuus tiedetään tai päinvastoin. Nyt ideaalikaasun tilanyhtälön (kaava 1) avulla voidaan laskea lämpötilan muutos paineen ja tilavuuden perusteella. Näin voidaan esimerkiksi laskea kaasun paine ja lämpötila eri tilavuuksilla, kun tiedetään muutujien arvot alkutilanteessa. Tällöin tiedetään, mihin paineeseen ja lämpötilaan paineakun kaasu nousee, kun akkuun syötetään tietty määrä hydraulinestettä. Ideaalisesti eristetyssä systeemissä tapahtuma on reversiibeli, eli paineakusta saadaan takaisin täsmälleen yhtä paljon energiaa kuin siihen on ladattu.

Paineakku ei kuitenkaan ole täysin adiabaattista prosessia noudattava ideaalisesti eristetty systeemi, sillä paineakun kaasusta tapahtuu lämpövuotoja paineakun kaasutilavuutta rajaavien rungon, männän, kalvon tai rakon kautta ympäristöön tai hydraulinesteeseen. Laskeissa ja simuloinneissa tulee siis ottaa lämpövuoto huomioon, jos halutaan tarkkoja tuloksia. Merkittävä lämpövuoto voidaan havaita, kun paineakun puristusvaiheessa kaasun paineen noustessa ja tilavuuden pienentyessä kaasun lämpötila nousee. Tämä lämpötilan nousu aiheuttaa lämpöenergian siirtymisen kaasusta paineakun seiniin ja edelleen ympäristöön. Lämpöenergian siirtymistä tapahtuu myös toiseen suuntaan, kun paisuntavaiheen aikana kaasu jäähtyy ympäristöä kylmemmäksi ja lämmin ympäristö lämmittää jäähtynyttä kaasua. Kuvassa 3 esitetystä todellisen paineakun pV-diagrammista voidaan havainnoida lämpöenergian karkaamisen aiheuttama paineen laskeminen puristusvaiheen jälkeen pitovaiheessa. Vastaavasti paisuntavaiheen jälkeen paine nousee lämpötilan mukana odotusvaiheessa.



Kuva 3. Esimerkki pV-diagrammin vaiheista. [11]

Paineakussa käytetään tyypillisesti tyyppistä tai muuta lähes ideaalikaasun kaltaista kaasua. Ideaalikaasun käyttäytyminen poikkeaa kuitenkin reaalikaasuista. Reaalikaasuille on olemassa myös tarkempia laskumenetelmiä. Näitä ovat esimerkiksi Van der Waals, Redlich-Kwong sekä Benedict-Webb-Rubin (BWR) -yhtälöt. Muitakin laskentamalleja on olemassa, mutta BWR yhtälö on saavuttanut paineakututkimuksen alalla vakiintuneen aseman. Ideaalikaasun mallin toimivuutta suhteessa BWR-yhtälöllä laskettuun reaalikaasumalliin on vertailtu Puddun ja Paderin tutkimuksessa [12, s. 329]. Adiabaattisen prosessin simulaatioissa todettiin, että ideaalikaasussa tapahtuva paineen nousu vastaa BWR-yhtälöllä laskettua reaalikaasun paineen nousua, kun reaalikaasun säiliö on noin 40 % suurempi ja kaasua puristetaan saman tilavuuden verran 200 baarin lähtöpaineesta. Tämä on havainnollistettu kuvan 4 tuloksissa, joissa on vertailtu paineen, lämpötilan ja kokonaisenergian käyttäytymistä, kun puristetaan ideaalikaasua 35 litran paineakussa ja reaalikaasua 35 ja 50 litran paineakuissa. Ideaalikaasu vastaa reaalikaasun käyttäytymistä matalilla, alle 100 baarin paineilla. Tästä ylöspäin tulisi käyttää reaalikaasun mallia, kun halutaan täsmällisiä tuloksia.



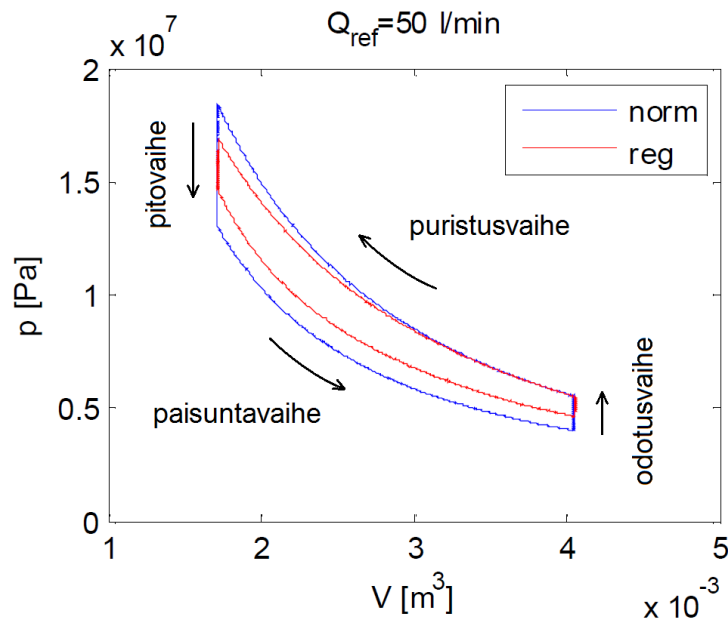
Kuva 4. Ideaalikaasun ja reaalikaasun puristus. IG = ideaalikaasu, RG = reaalikaasu. [12]

## **2.3 Paineakun hyötysuhteen parantaminen**

Paineakun hyötysuhteen parantamisella voidaan saavuttaa huomattavia energiasäästöjä silloin, kun paineakkua käytetään usein ja suurilla tilavuusvirroilla. Tällaisia sovelluksia ovat esimerkiksi uudet energian talteenottoa hyödyntävät laitteet, kuten trukit [13] tai hydraulihybridiajoneuvot [14]. Paineakkuun varastoidaan näissä laitteissa talteenotettava potentiaali- tai kineettinen energia. Hyötysuhdetta tulisi saada parannettua erityisesti todellisia työsyklejä jäljittelevillä lataus-, pito- ja paisuntavaiheiden yhdistelmillä. Yritysten kiinnostuksesta aiheeseen kertoo aktiivinen patentointi. Energian regenerointiin liittyviä patenteja on muun muassa Caterpillarilla [15] ja Parkerilla [16]. Paineakkuihin liittyviä patenteja ovat hakeneet esimerkiksi Daimler-Benz [17], Bosch [18] ja Hydac [19].

Paineakkujen hyötysuhteen parantamisesta löytyy dokumentaatiota pääasiassa tieteellisistä tutkimuksista. Paineakun hyötysuhteen mittaamiseen ei ole olemassa standardoituja menetelmiä, joten samasta paineakusta voidaan saada useita eri hyötysuhteita. Tutkimusten tuloksia vertailtaessa tulee ottaa huomioon, että tulokset eivät useimmiten ole suoraan vertailukelpoisia keskenään. Saatuun hyötysuhdeparannukseen vaikuttavat huomattavasti esimerkiksi paineakun koko, testeissä käytettyjen tilavuusvirtojen ja puristussuhteiden suuruudet sekä testiympäristön olosuhteet. Käytännön kokeissa on huomattu olevan vaikutusta muun muassa sillä, onko mittaus otettu ensimmäisestä vai toisesta peräkkäisestä testisyklistä. Stroganovin tutkimuksissa [11, 20] on pyrkimyksiä soveltaa yleistä eurooppalaista päästölainsäädännöissä käytettyä ajosykliä ECE 15 [21] paineakun käyttösykleihin. Testitapahtumaa ei kuitenkaan kuvailla riittävän hyvin, jotta sen voisi toistaa tarkasti. Tutkimusten vertailussa tulee siis muodostaa yleiskuva tuloksista eikä absoluuttisia vertailuja voida suorittaa.

Paineakun hyötysuhteen eroja voidaan helposti tarkastella vertailemalla pV-diagrammiin piirretyn kuvaajan pinta-aloja. Esimerkiksi kuvassa 5 punaisella piirrettyssä paineakun työsyklissä voidaan todeta olevan sinistä parempi hyötysuhde, sillä siinä on selkeästi pienempi pinta-ala. Hyötysuhde on huono suurella pinta-alalla, sillä paineakun puristamiseksi joudutaan tekemään enemmän työtä, kun paine on korkeampi kuin paisuntavaiheessa. Paisuntavaiheessa ei siis saada paineakusta ulos yhtä paljon energiaa kuin siihen on syötetty. Käyttösykliin väliin jäävä odotusvaihe huonontaa seuraavan syklin hyötysuhdetta, sillä puristus joudutaan tekemään korkeampaa painetta vasten.



Kuva 5. Esimerkki hyötysuhteiden vertailusta pV-diagrammissa. [3]

Paineakun hyötysuhteen parantaminen perustuu paineakun työkierron aikana tapahtuvien häviöiden vähentämiseen. Häviöt johtuvat pääasiassa paineakussa erityisesti pitovaiheen aikana esiintyvistä lämpövuodoista. Kitkavoimien vaikutus on pieni, eikä niitä käsitellä tässä työssä. Lämpöhäviöitä voidaan poistaa kolmella tavalla. Paineakku voidaan eristää [5, 6, 20], siihen voidaan sijoittaa regeneraattori [4, 20] tai mahdollisesti häviöitä voidaan kompensoida tämän työn kohteena olevalla paineakkuun sijoitettavalla lämmönvaihtimella, johon tuodaan ulkopuolista energiaa. Paineakun eristämistä käsitellään luvussa 2.3.1, lämmön regenerointia luvussa 2.3.2 ja energian tuontia lämmönvaihtimella luvussa 2.3.3. Tapoja vertailtaessa tulee ottaa huomioon, että erityisesti eristävät ja lämpöä regeneroivat rakenteet edistävät usein toisiaan. Tämä tekee luokittelusta eristäviin ja regeneroiviin menetelmiin haastavaa.

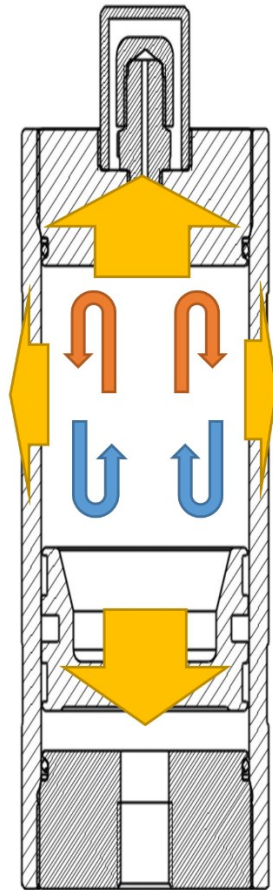
### 2.3.1 Paineakun eristäminen

Paineakun lämpeneminen ja lämpövuodosta aiheutuva hyötysuhteen aleneminen on varsin hyvin tunnettu ongelma. Ongelman voittamiseksi tehtävä paineakun eristäminen vähentää lämpövuotoa kaasutilavuudesta paineakun runkoon ja ulkopuolelle, jolloin paine säilyy korkeana pidempään. Paineakun lämpövuotojen poistaminen ei kuitenkaan ole yksinkertainen tehtävä, sillä eristettävänä olevan kaasutilavuuden ulkomitat muuttuvat akkua käytettäessä. Lisäksi paineakut ovat paineastioita, joka edellyttää niiden rungoilta suuria materiaalivahvuuksia. Mäntätyyppisessä paineakussa tilavuus muuttuu männän liikkeen mukana ja lisähaasteena eristämiseksi kaasutilavuuden seinät toimivat liukupintana männän tiivisteille. Rakko- sekä kalvoakuissa elastinen materiaali muuttaa muotoaan paineen mukaan. Nämä ominaisuudet tuovat erilaisia rajoitteita ja mahdollisuuksia paineakun eristuksen suunnittelulle.

Paineakun lämpövuotoja aiheuttaa pääasiassa kaksi eri lämmönsiirtomekanismia, konvektio ja johtuminen. Kolmannen paineakussa esiintyvän lämmönsiirron mekanismin eli säteilyn vaikutus oletetaan pieneksi eikä sitä tarkastella. Ensimmäinen mekanismi, konvektio, edistää paineakun lämpövuotoa kierrättämällä kaasuhiukkasia ympäri kaasutilavuutta. Kaasun omien eristävien ominaisuuksien tuoma hyöty vähenee konvektiovirtauksen myötä, kun useammat hiukkaset pääsevät lähelle kaasutilavuuden reunoja. Toisen



lämmönsiirtomekanismin, johtumisen myötä lämpöenergiaa siirtyy kaasutilavuuden reunoilla kaasusta paineakun runkoon. Hieman johtumista tapahtuu myös kaasun hiukkasten välillä, mutta konvektion vaikutus on tyypillisesti huomattavasti suurempi. Johtumista tapahtuu paljon myös rungon eri osien välillä, sillä paineakku on useimmiten valmistettu hyvin lämpöä johtavasta materiaalista, kuten teräksestä. Rungosta lämpö johtuu ympäröivään ilmatilaan, josta konvektio siirtää lämmön pois paineakun vaikutuspiiristä. Kuvassa 6 on havainnollistettu lämmönsiirtomekanismeja, kun paineakku on ladattuna. Siniset ja oranssit nuolet kuvaavat vapaan konvektion aiheuttamaa kaasun liikettä. Keltaiset nuolet kuvaavat lämpöenergian johtumista pois kaasutilavuudesta paineakun runkoa pitkin.

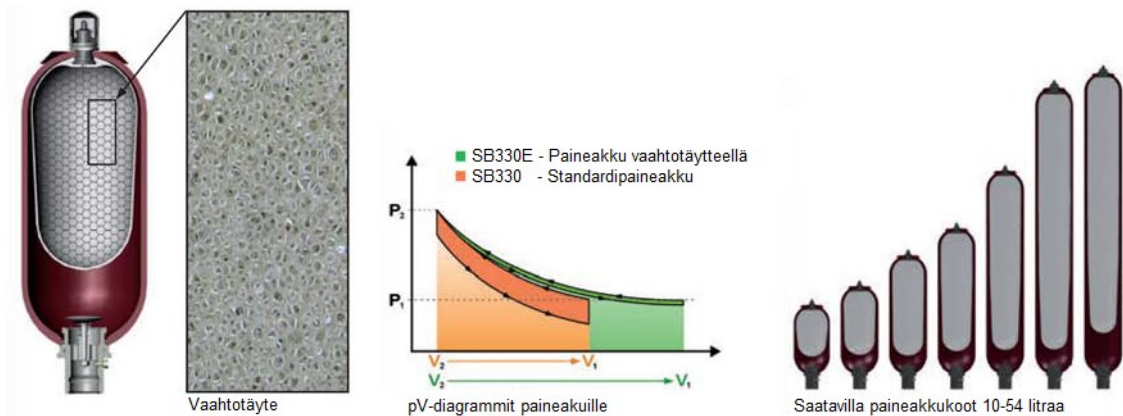


**Kuva 6. Konvektio ja johtuminen paineakussa. [22]**

Kahdesta paineakussa vaikuttavasta lämmönsiirtomekanismista on yleensä yksinkertaisempaa estää konvektion vaikutuksia. Tämä on seurausta siitä, että konvektiota voidaan rajoittaa lisäämällä olevissa oleviin rakenteisiin lisäeristystä, kun taas johtumisen estämiseksi tulee tehdä muutoksia paineakun rakenteisiin. Kokeellista tutkimusta on tehty sekä konvektion [2, 23, 24, 20] että johtumisen [5] estämisestä. Johtumisen rajoittamiseksi on myös ehdotettu kennorakennetta [11]. Konvektiota käsitellessä tulee ottaa huomioon, että konvektiota rajoittavat menetelmät tuovat useimmiten paineakkuun myös regeneraattorimaisia ominaisuuksia, joista lisää seuraavassa luvussa.

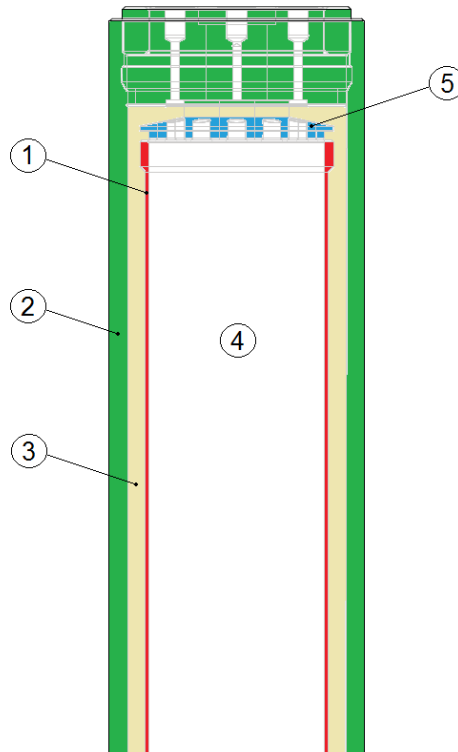
Konvektiota voidaan pienentää rajoittamalla kaasun liikkumista tilavuudessaan jakamalla kaasutilavuus erillisiin lohkoihin. Käytännössä tämä voidaan toteuttaa esimerkiksi sijoittamalla kaasutilavuuteen vaahtoa, joka puristuu kokoon kaasutilavuuden pienentyessä ja rajoittaa tehokkaasti kaasun liikkumista sulkemalla kaasuhiukkaset pieniin lokeroihin. Vaahdon käyttöä on tutkittu monissa eri tutkimuksissa [20, 23, 24] useiden eri tutkijoiden toimesta. Vaahdon hyödyt on selkeästi osoitettu ja markkinoille on myös ilmaantunut tätä

tekniikkaa hyödyntävä rakkotyypinen paineakku [25]. Paineakun kaasutilavuuteen on eri tutkimuksissa sijoitettu monenlaisia rakenteita, jotka usein koostuvat erilaisista kaasun virtausta heikentävästi asetelluista metallilevyistä [26]. Erityisesti metallilevyjen kanssa tulee ottaa huomioon myös rakenteiden regeneraatiovaikutus.



Kuva 7. HYDAC:in vaahtopaineakku. [25]

Johtumisen estämiseksi tulee paineakun runkoon tehdä huomattavia muutoksia. Juhala on tutkimuksessaan [5] esitellyt rakenteen, jolla paineakun rungon sisin osa voidaan jättää hyvin ohueksi. Kuvan 8 mukaisessa rakenteessa mäntäpaineakun ohuen sisäputken (1) ja paksun painetta kantavan rungon (2) välinen tila on täytetty eristemateriaalilla (3). Eristemateriaali on huokoista ja siinä vallitseva paine pääsee tasaantumaan kaasutilavuutta (4) vastaavaksi sisäputken pätyyn (5) porattujen reikien kautta. Sisäputken molemmilla puolilla vallitsee siis saman suuruinen paine, jolloin sen ei tarvitse kestää painetta. Tällaisessa rakenteessa kaasutilavuudessa oleva lämmin ilma ei pääse suoraan kosketuksiin paksun paineenkestävän rungon kanssa, vaan jää ohuempaan sisärunkoon, josta se voi vielä regeneroitua takaisin kaasuun paisuntavaiheessa. Näin puristuksessa syntyvä lämpö ei siis pääse johtumaan runkoon ja ympäristöön yhtä tehokkaasti kuin tavallisessa paineakussa. Kokeissa saatiin nostettua hyötysuhdetta 72 prosentista 80 prosenttiin.



Kuva 8. Juhalan eristetyn paineakun rakenne. [5]

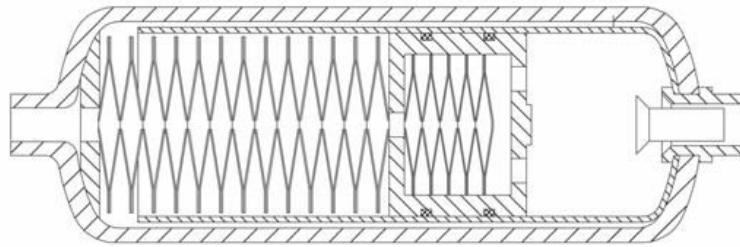
Tutkimusten tuloksia vertailemalla voidaan tehdä havainto, että tällä hetkellä käytettävissä olevista eristysmenetelmistä konvektion estämisellä saavutetaan varmemmat hyötysuhdeparannukset pienemmillä kustannuksilla. Havainnon tukena on kaupallinen vaahdotekniikkaa hyödyntävä paineakku sekä selkeästi suurempi määrä tehtyjä tutkimuksia aiheesta.

### 2.3.2 Paineakkuun asennettava regeneraattori

Paineakkuun asennettava regeneraattori tarkoittaa rakennetta, joka vastaanottaa kaasun lämpöenergiaa itseensä puristusvaiheessa, säilöo sitä pidon aikana ja vapauttaa lämmön takaisin kaasuun paisuntavaiheessa. Näin regeneraattorilla varustetun paineakun kaasu ei nouse yhtä korkeaan lämpötilaan kuin ilman regeneraattoria, jolloin lämpövuoto ulos akusta on vähäisempää. Lämpötilan nousun rajoittaminen vaatii, että regeneraattorin kyky sitoa lämpöenergiaa on suurempi kuin kaasun. Tämä toteutuu monilla eri materiaaleilla, sillä vaikka typen ja monien kaasujen ominaislämpökapasiteetti on varsin korkea, niiden tiheys on puristuksesta huolimatta useita kertalukuja pienempi kuin tavallisten kiinteiden materiaalien tiheys. Lisäksi tulee kiinnittää erityistä huomiota lämmön tehokkaaseen siirtymiseen kaasun ja regeneraattorimateriaalin välillä, jotta lämpöä saadaan rajoitettua riittävän nopeasti. Keinoja tähän ovat laaja regeneraattorin pinta-ala, suuri kaasun virtausnopeus sekä erityisesti paksuilla rakenteilla hyvä regeneraattorimateriaalin lämmönjohtavuus. Regeneraattorin tulisi olla myös levittäytynyt tasaisesti koko kaasutilavuuteen, jotta mahdollisimman moni kaasuhiukkanen pääsisi kosketuksiin regeneraattorin kanssa. Seuraavissa kappaleissa esitellään neljä erilaista ratkaisua regeneraattorin toteuttamiseksi.

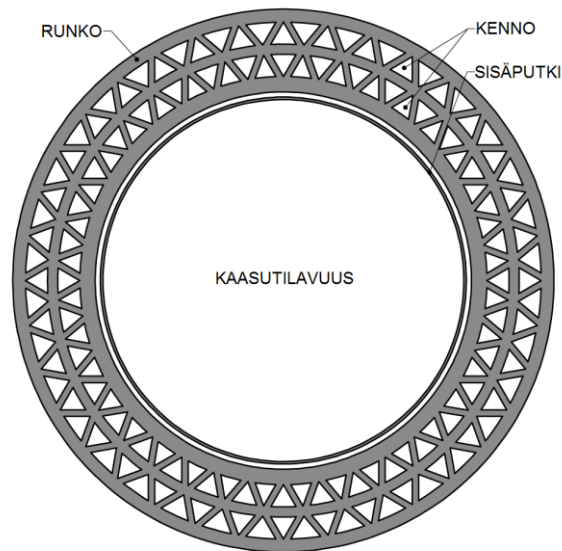
Stroganov ja Sheshin kokeilivat [20] metallilevyjen käyttöä mäntäpaineakun kaasutilavuuden sisällä. Esitellyssä paineakkutyypissä metallilevyt toimivat jousen tavoin mukautuen kaasutilavuuden muutoksiin ja toimivat regeneraattorina puristuksessa syntyneelle

lämmölle. Lämmön sitomisen lisäksi metallilevyt myös jakavat kaasutilavuuden erillisiin osiin jolloin konvektion vaikutukset heikkenevät. Periaatekuva lämpöä regeneroivilla metallilevyillä varustetusta paineakusta on esitetty kuvassa 9.



**Kuva 9. Paineakku metallilevyregeneraattoreilla varustettuna. [26]**

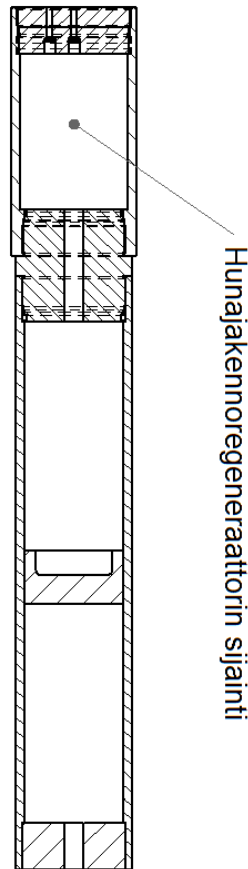
Lämmön regenerointia varten on esitetty kennomainen rakenne [11], joka myös parantaisi turvallisuutta. Paineakku on tyypiltään mäntäpaineakku ja suunnitelmaan sisältyy myös edellisessä kappaleessa esitelty metallilevyregeneraattorit. Kuvassa 10 on esitetty rakenteen poikkileikkaus. Kaasutilavuus on yhdistetty sisäputken ja rungon välissä oleviin kennoihin paineakun päädyistä. Tällöin kennojen seinien ja kaasun välinen lämmönsiirtoteho paranee ja kennot palauttavat lämpöä tehokkaasti takaisin kaasuun paisuntavaiheessa. Tällaista ei kuitenkaan tiettävästi ole valmistettu, ja valmistuksessa on haasteita erityisesti kustannustehokkaan teollisen valmistuksen kannalta. Esimerkiksi 3D-tulostuksella valmistus on mahdollista, mutta suurien sarjojen valmistus ainetta lisäävillä menetelmillä on harvoin tehokasta. Toisaalta turvallisemmille paineakkurakenteille voi olla tulevaisuudessa kysyntää, mikäli paineakut yleistyvät kuluttajatuotteissa.



**Kuva 10. Lämpöleikkaus hunajakennomaisesta paineakun rungosta. [11]**

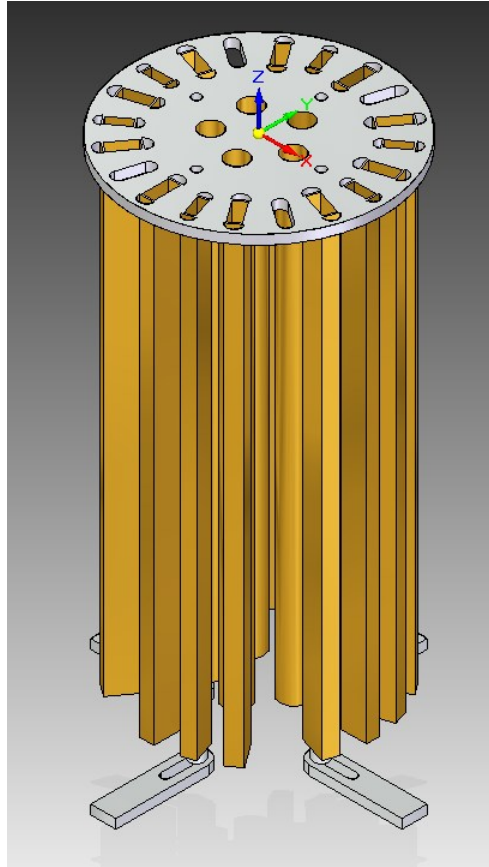
Juhala on tutkinut [3, 4] hunajakennomaisen regeneraattorin toimivuutta paineakun hyötysuhteen parantamisessa. Kuvan 11 mukaisessa rakenteessa tavallisen mäntäpaineakun kaasupäätyyn on kiinnitetty laajennusosa, jonka sisälle hunajakennoregeneraattori on sijoitettu. Kaasu liikkuu paineakun ja laajennusosan välillä soviteosaan tehdyn reiän kautta. Näin on saavutettu varsin helposti toteutettavissa oleva rakenne. Hunajakennon materiaali on otettu katalysaattorista ja sen pinta-ala on noin  $1,8 \text{ m}^2$ . Rakenteella saavutettiin

selkeitä parannuksia paineakun hyötysuhteeseen verrattuna paineakkuun ilman regeneraattoria. Hyötysuhdetta saatiin parannettua 73,0 prosentista 85,1 prosenttiin 15 l/min tilavuusvirralla ja 69,0 %:sta 81,7 %:in 70 l/min tilavuusvirralla.



**Kuva 11. Hunajakennoregeneraattori sijainti Juhalan paineakussa. [4]**

Korkolainen selvitti diplomityössään [6] faasimuutosmateriaalien käyttökelpoisuutta paineakun regeneraattorimateriaalina. Faasimuutosmateriaalina käytettiin parafiinia, joka oli sijoitettu paineakkuun kuvassa 12 esitellyn regeneraattori putkien sisälle. Parafiinin sulamispiste on 52 celsiusastetta, joka sijaitsee paineakussa tyypillisesti esiintyvien matalimman ja korkeimman lämpötilan välissä. Parafiiniregeneraattori avulla pystyttiin kasvattamaan kaasutilavuuden ominaislämpökapasiteettia sulamispisteessä 13 kJ/K ja muissa lämpötiloissa 385 J/K kun pelkällä tyypellä varustetun paineakun ominaislämpötilakapasiteetti on 500 J/K. Parafiiniregeneraattorilla varustettua paineakkua verrattiin paineakkuun ilman regeneraattoria sekä Juhalan hunajakennoregeneraattoriin. Korkolaisen testeissä faasimateriaaleilla varustetulla regeneraattorilla saavutettiin parempi hyötysuhde kuin ilman regeneraattoria, mutta huonompi hyötysuhde kuin hunajakennoregeneraattorilla. Tavalliseen paineakkuun verrattuna parafiiniregeneraattorilla saavutettiin parannukset 63,4 prosentista 65,7 prosenttiin 30 l/min tilavuusvirralla ja 80,5 prosentista 82,1 prosenttiin 5 l/min tilavuusvirralla. Parafiiniregeneraattori ei siis suuresta lämmönsitomiskyvystään huolimatta paranna hyötysuhdetta riittävästi. Syyksi tähän Korkolainen esittää parafiiniregeneraattoriin heikkoa lämmönjohtavuutta, jonka takia parafiini ei pysty vapauttamaan energiaansa silloin kun sitä tarvitaan hyötysuhteen parantamiseksi. [6]



Kuva 12. Parafiiniregeneraattorin rakenne. [6]

Regeneraattoreista on tehty paljon tutkimusta, ja niiden tuomat parannukset paineakun hyötysuhteeseen ovat kiistattomat. Vaahtotäytteistä paineakkua lukuun ottamatta kaupalliset sovellukset antavat kuitenkin vielä odottaa itseään. Regeneraattoreiden parissa tulee vielä tehdä kehitystyötä, jotta niistä saadaan kaupallisesti kannattavia.

### 2.3.3 Paineakkuun asennettava lämmönsiirrin

Paineakun kaasutilavuuteen asennettavan lämmönvaihtimen avulla voidaan tuoda kaasutilavuuteen lämpöenergiaa, jonka avulla voidaan kompensoida paineakussa tapahtuvia lämpöhäviöitä. Hyötysuhteeltaan hyvässä paineakussa voidaan lämmön tuonnin avulla saavuttaa hyötysuhteita, jotka ovat näennäisesti jopa yli 100 %. Tämä tarkoittaa paineakun energiatasapainoa hydraulipiirin näkökulmasta. Tällöin paineakusta saadaan paisuntavaiheessa enemmän hydraulienergiaa kuin mitä siihen on ladattu puristusvaiheessa. Paineakusta tehdään siis yksinkertainen lämpövoimakone. Käytännön sovellusesimerkinä lämpöenergiaa voidaan siirtää polttomoottorissa syntyvästä hukkalämmöstä paineakkuun.

Tässä työssä kokeillaan kahta tapaa hyödyntää paineakkuun kytkettyyn lämmönsiirtimeen tuotua lämpöä. Näistä käytetään nimityksiä koejärjestely A ja koejärjestely B ja ne esitellään tarkemmin luvussa 4. Tässä kuitenkin luodaan katsaus koejärjestelyjen toimintaperiaatteeseen.

Koejärjestelyssä A lämmönsiirtimeen johdetaan vain kuumaa vettä. Kaasu ohjataan puristusvaiheessa suoran putken läpi painesäiliöön ja paisuntavaiheessa lämmönsiirtimen

läpi takaisin paineakkuun. Kaasua lämmitetään enemmän paisuntavaiheessa, jossa tarvitaan korkeaa painetta. Näin paisuntavaiheessa paineakusta saataisiin enemmän energiaa kuin sen lataamiseen on puristusvaiheessa käytetty.

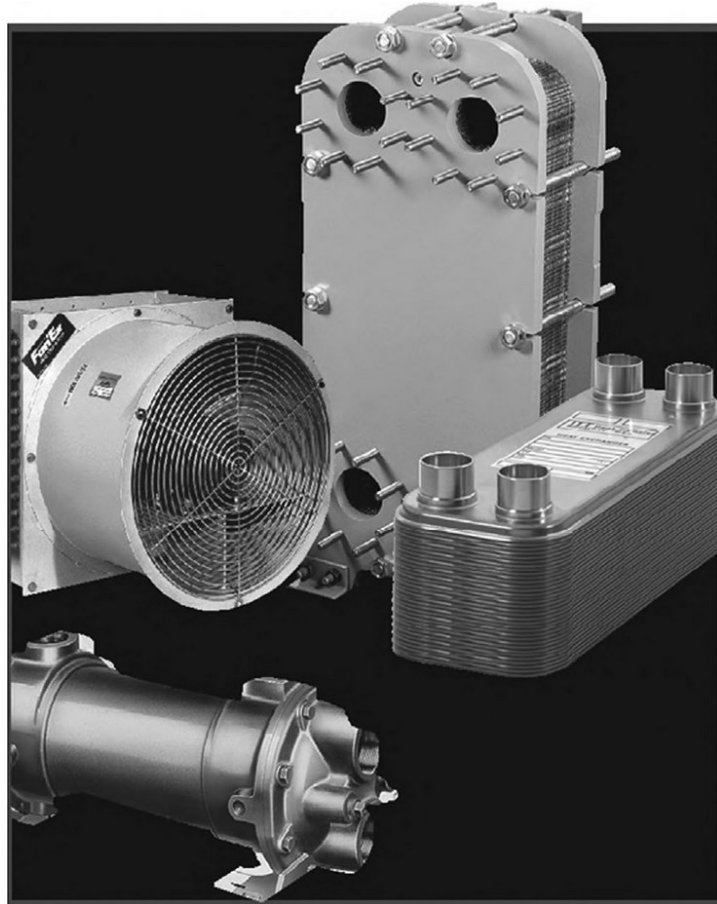
Koejärjestelyssä B pelkän lämpöenergian tuonnin lisäksi paineakun kaasutilavuudesta tulee myös poistaa lämpöenergiaa, eli kaasua tulee viilentää. Tämä onnistuu tuomalla samaan lämmönvaihtimeen kuuman nesteen sijasta kylmää nestettä. Koejärjestelyllä B voidaan parantaa vain sellaista paineakun käyttösykliä, jossa tiedetään aina seuraava paineakulla tehtävä toimenpide. Testitapahtumasta siis tulee tietää etukäteen, aiotaanko paineakkuu seuraavaksi puristaa vai paisuttaa.

Koejärjestelyssä B toteutettava toiminta lämmönsiirtimen hyödyntämiselle paineakun hyötysuhteen parantamisessa on seuraavanlainen. Paineakun ollessa esilatauspaineessaan paineakun kaasua pidetään lämmönsiirtimen avulla niin viileänä kuin mahdollista. Tällöin puristusvaihe aloitetaan mahdollisimman matalasta lämpötilasta, jolloin myös lämpötila puristusvaiheen loppuessa on mahdollisimman matala. Näin tehdään puristustyötä mahdollisimman matalaa painetta vasten. Puristusvaiheen loputtua pitovaiheessa kaasutilavuutta aletaan lämmittää, jotta lämpötila ja paine eivät alkaisi laskea. Jos halutaan hydraulienergiaa tuottava paineakku, tulee lämmittävän nesteen olla lämpimämpää kuin kaasu, jolloin kaasua saadaan lämmitettyä ja paineakun paine nousee. Paineakun kaasua lämmitetään paisuntavaiheen loppuun saakka, jolloin saadaan hyödynnettyä paineakusta parhaat mahdolliset paineet. Paisuntavaiheen jälkeen paineakkuu aletaan jälleen viilentää, jolla valmistaudutaan seuraavaan käyttösykliin. Tällä järjestelyllä voidaan mahdollisesti tehdä paineakusta hydraulienergiaa tuottava komponentti.

Edellä kuvattuja koejärjestelyjä ei tiettävästi ole ennen tätä työtä toteutettu missään päin maailmaa. Kokeiden toteuttaminen onnistuneesti ja sen tuottaman hyötysuhdeparannuksen todistaminen on johdannossakin mainittu tämän työn tavoite.

### 3 Lämmönsiirrin

Lämmönsiirtimein avulla siirretään lämpöenergiaa fluidista toiseen. Lämmönsiirtimiä käytetään useissa eri sovelluksissa, kuten prosessi-, energia- ja öljyteollisuudessa, sekä liikennevälineissä, ilmastoinnissa, kylmätekniikassa ja lämmön talteenotossa. Arkipäivän sovelluksia ovat esimerkiksi autojen jäähdyttimet sekä jääkaappien ja ilmastointilaitteiden lauhduttimet ja jäähdyttimet. Erilaisia lämmönsiirtimiä on esitetty kuvassa 13.



Kuva 13. Erilaisia lämmönsiirtimiä. [27, s. 3]

Lämmönsiirtimiin tutustutaan tarkemmin esittelemällä lämmönsiirtoon liittyvää teoriaa luvussa 3.1, lämmönsiirtimissä käytettyjä virtaustyyppejä luvussa 3.2 ja lämmönsiirrinten erilaisia rakennevaihtoehtoja luvussa 3.3.

#### 3.1 Lämmönsiirtoteoria

Lämmönsiirto tapahtuu aina korkeammasta lämpötilasta matalampaan lämpötilaan, mikä on seurausta termodynamiikan toisesta pääsäännöstä. Lämmön siirtymiseen on olemassa kolme eri mekanismia, jotka ovat johtuminen, konvektio sekä säteily.

Johtumisen teoria perustuu Fourierin lämmönjohtumismalliin [28, s.16]:

$$\bar{q} = -k\nabla T, \quad (3)$$

jossa  $\bar{q}$  on lämpövirran tiheys,  $k$  on materiaalin lämmönjohtavuus (joissain yhteyksissä tästä käytetään symbolia  $\lambda$ ) ja  $\nabla T$  on lämpötilagradientti. Tässä yhteydessä tärkeä aineen ominaisuus lämmönjohtavuus ei aina ole vakio, vaan se voi muuttua lämpötilojen mukaan



sekä se voi olla erisuuruinen aineen eri suuntiin. Esimerkiksi puun syitä vasten kohtisuoraan on lämmönjohtavuus eri kuin korkeus- tai tangentiaalisuuntaan. Usein se kuitenkin oletetaan vakioksi, sillä vaihtelut ovat pieniä. [28, s.16, 29, s.2]

Konvektio tarkoittaa lämmön siirtymistä virtaavan aineen mukana, eli lämpöä kuljetetaan paikasta toiseen aineeseen sidottuna. Konvektiota voi tapahtua joko vapaan tai pakotetun konvektion kautta. Vapaassa eli luonnollisessa konvektiossa fluidi lähtee liikkeelle lämpötilamuutoksesta johtuvan tiheyden muutoksen vaikutuksesta. Lämpimämpi aine on harvempaa ja nousee ylöspäin nosteensa ansiosta. Pakotetussa konvektiossa fluidi laiteetaan virtaamaan jonkin ulkoisen voiman avulla. Tähän voidaan käyttää esimerkiksi puhallinta tai pumppua. Pakotetussa konvektiossa konvektiokerroin on huomattavasti suurempi vapaaseen konvektioon verrattuna, sillä lämpöä kuljetetaan pois nopeammin kuin luonnollisesti tapahtuisi. Konvektiota käsitellessä tulee huomata, että lämpö ei siirry kiinteältä pinnalta fluidiin suoraan konvektion kautta, vaan pinnalla tapahtuu johtumista kiinteään aineen ja fluidin hiukkasten välillä. Konvektiosta lasketaan kuitenkin nimenomaan pintaan johtunut lämpövirta  $q_{konv}$  Newtonin jäähdytislain mukaan kaavalla [29, s. 12]

$$q_{konv} = hA(T_w - T_\infty), \quad (4)$$

jossa  $h$  on konvektion lämmönsiirtokerroin,  $A$  pinnan pinta-ala,  $T_w$  pinnan lämpötila ja  $T_\infty$  on äärettömän laajaksi oletetun fluidin lämpötila. Konvektiossa lämmönsiirtymiskerroin voi vaihdella suuresti eri tapauksien välillä. Se voidaan jossain tapauksissa laskea analyyttisesti, mutta monimutkaisissa tapauksissa se tulee määritellä kokeellisesti. [29, s.10-12]

Säteilemällä siirtyessään lämpö ei tarvitse mitään välittäjäainetta, vaan se voi siirtyä myös tyhjiössä kappaleesta toiseen, sillä lämpösäteily on elektromagneettista säteilyä. Säteilylämmönsiirron aiheuttama lämpövirta  $q_{sät}$  voidaan laskea Stefan-BolzmANNin lain mukaisesta kaavasta [29]

$$q_{sät} = \sigma T^4, \quad (5)$$

jossa  $\sigma$  on verrannollisuuskerroin nimeltä Stefan-BolzmANNin vakio ja  $T$  on kappaleen lämpötila kelvineissä. Kaavasta voidaan huomata, että säteilylämmönsiirron voimakkuus on voimakkaasti riippuvainen lämpötilasta, sillä lämpötila korotetaan neljänteen potenssiin. Tämä laki ei sellaisenaan ole kovin käyttökelpoinen, sillä se kuvaa ainoastaan mustan kappaleen säteilyä ja se sisältää ainoastaan kappaleen lähettämän säteilyn, kun käytännössä aina kappale myös vastaanottaa säteilyä ympäristöstään. Lisäksi myös geometriset ominaisuudet, kuten vinot pinnat muuttavat säteilyominaisuuksia. Mustan kappaleen säteilyn rajoituksesta päästään eroon emissiokertoimen  $\varepsilon$  eli emissiviteetin avulla, joka kertoo kappaleen säteilyn voimakkuuden suhteessa mustan kappaleen säteilyyn. Ympäristön lähettämä säteily otetaan huomioon vähentämällä kappaleen lähettämästä säteilystä ympäristön aiheuttama säteily. Täten päästään yhtälöön, jonka avulla voidaan laskea kappaleen aiheuttama nettolämpösäteily ympäristöönsä.

$$q_{sät} = \varepsilon \sigma (T^4 - T_y^4), \quad (6)$$

jossa aikaisempien kaavojen yhteydessä mainittujen lisäksi  $T_y$  on ympäristön lämpötila.

Lämmönsiirto tapahtuu näiden kolmen lämmönsiirtymistavan välityksellä ja yhdessä lämmönsiirtosysteemeissä ne voivat olla voimassa joko yhtä aikaa tai erikseen. Edellisissä kappaleissa esitetyt kaavat ovat perusyhtälöitä näille lämmönsiirtymistavoille. Perusyhtälöistä on johdettu valmiita kaavoja lämmön siirtymiselle erilaisissa erikoistapauksissa määrätuille geometrioille. Hyödyllinen esimerkki tämän työn kannalta on lämmönjohtavuus  $q$  putken läpi [29, s.554]:

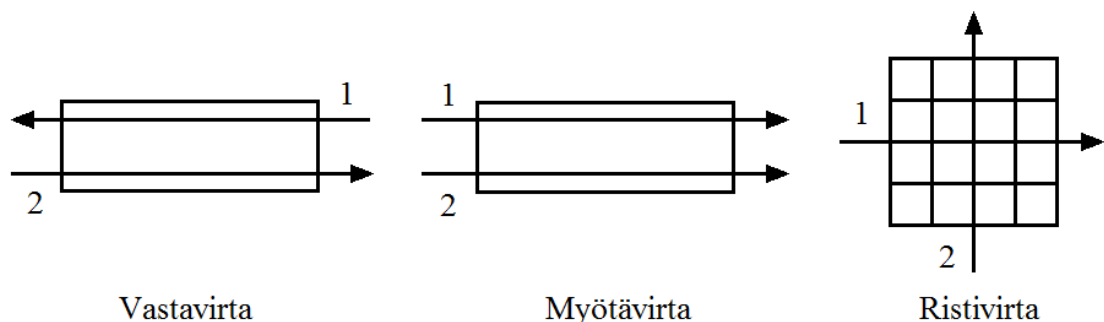
$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}}. \quad (7)$$

Kaavassa  $T_A$  ja  $T_B$  ovat fluidin lämpötilat putken sisä- ja ulkopuolella,  $h_i$  ja  $h_o$  pintojen lämmönsiirtymiskertoimet,  $A_i$  ja  $A_o$  pinta-alat,  $r_i$  ja  $r_o$  putken sisä- ja ulkohalkaisijat. Muuttuja  $k$  on putkimateriaalin lämmönjohtavuus ja  $L$  on putken pituus.

Lämmönsiirron perusyhtälöiden muuttujista voidaan todeta tärkeimmät lämmönsiirtimen tehokkuuteen vaikuttava tekijät. Tehokkuuteen vaikuttavat materiaalien lämmönjohtavuus, lämpötilaerot, konvektion lämmönsiirtymiskerroin, pinta-alat sekä materiaalin paksuus. Kun nämä seikat ovat hallinnassa, on lämmönsiirtimen tehokkaalle toiminnalle hyvät edellytykset.

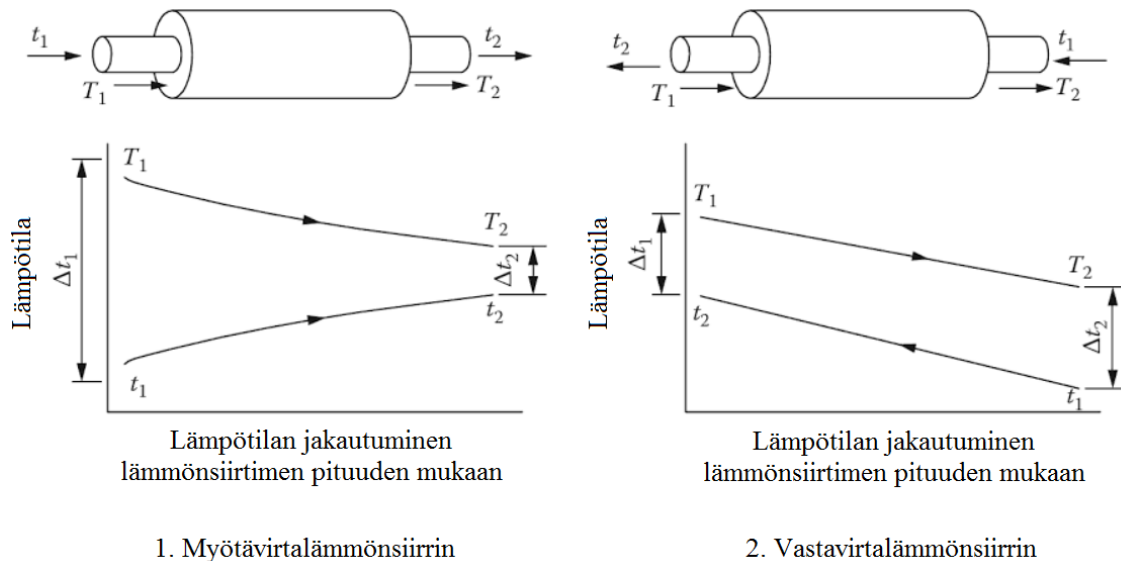
### 3.2 Lämmönsiirrinten virtaustyytit

Lämmönsiirtimissä käytetään kolmea erilaista tapaa johdattaa fluideja lämmönsiirtimen läpi. Lämmönvaihtimen fluidien virtaussuunnat voidaan asettaa kulkemaan joko vasta-, myötä- tai ristivirtaan. Periaatekuva virtaustyyteistä on esitetty kuvassa 14, jossa nuolet 1 ja 2 kuvaavat lämmönsiirron kohteena olevien fluidien suuntia. Vastavirtalämmönsiirtimessä fluidit syötetään pitkänmalliseen lämmönsiirtimeen sen vastakkaisista päistä, jolloin virtaukset kulkevat vastakkain. Myötävirtalämmönsiirtimiin fluidit syötetään samasta päästä, jolloin virtaukset kulkevat lämmönsiirtimessä samaan suuntaan. Ristivirtauksessa fluidit virtaavat kohtisuoraan toisiinsa nähden, eli niiden kulkusuunnat risteävät toisensa. Ristivirtalämmönsiirtimessä fluidit voivat olla joko sekoittamattomat tai sekoitetut. Sekoittamaton fluidin lämpötilat jakaantuvat osioihin sen mukaan, mikä on risteävän fluidin lämpötila. Sekoitetussa fluidissa lämpötilat pääsevät tasaantumaan, joka vaikuttaa lämmönsiirtokykyyn erisuuruisten lämpötilaerojen myötä [29, s. 563]. [27, s. 18-20]



Kuva 14. Lämmönsiirrinten virtaustyytit.

Lämmönsiirtokyvyltään paras virtaustyyppi on vastavirta [27, s.57]. Sillä saavutetaan suurimmat lämpötilahyötysuhteet, eli sitä kannattaa hyödyntää aina, kun halutaan mahdollisimman tehokas lämmönsiirrin. Vastavirran paremmuus on todettu laskemalla, mutta myös kuvaa 15 tarkastelemalla voidaan ymmärtää ilmiötä. Myötävirtalämmönvaihtimella fluidien poistumislämpötilat  $T_2$  ja  $t_2$  lähestyvät toisiaan, eli jotakin fluidien sisääntulolämpötilojen välissä olevaa lämpötilaa. Vastavirtalämmönvaihtimella taas kuuman fluidin poistumislämpötila  $T_2$  lähestyy kylmän fluidin alkulämpötilaa  $t_1$ . Vastaavasti kylmän fluidin poistumislämpötila  $t_2$  lähestyy kuuman fluidin sisääntulolämpötilaa  $T_1$ . Vastavirtalämmönsiirtimellä voidaan siis saavuttaa suuremmat lämpötilamuutokset suhteessa lämpötilaeroon.



Kuva 15. Myötä- ja vastavirtalämmönsiirrinten lämpöjakaumat. [27, s. 46]

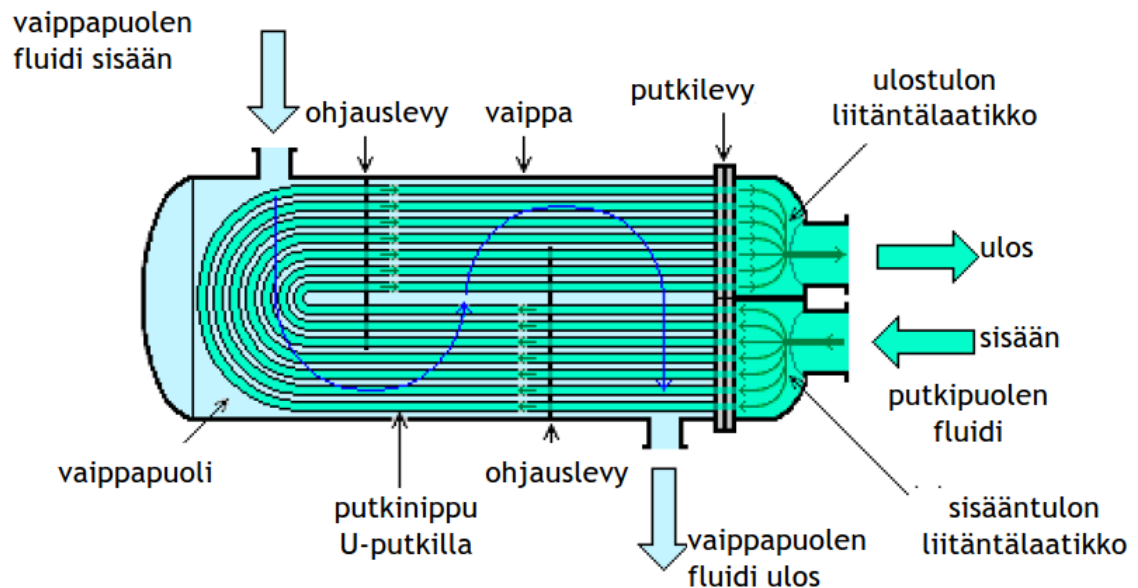
Vastavirtalämmönsiirrinten tehokkuudesta huolimatta myötävirtalämmönvaihtimelle on kuitenkin käyttökohteensa. Myötävirtausta voidaan hyödyntää esimerkiksi, kun halutaan rajoittaa lämpötiloja jäätyms- tai ylikuumentumisvaaran vuoksi. Myös putkituksen tai muiden syiden takia voidaan joutua käyttämään myötävirtausta. Ristivirtausta hyödynnetään lämmönvaihtimissa, kun vastavirtausta ei pystytä järkevästi saamaan aikaan esimerkiksi valmistuksellisista syistä. [27, s.18-19]

### 3.3 Lämmönsiirrinten rakennetyypit

Lämmönsiirrit voidaan luokitella neljään eri luokkaan rakenteensa mukaan [27, s. 2]. Näitä luokkia ovat putkilämmönsiirrit, levylämmönsiirrit, laajennetun pinta-alan lämmönsiirrit sekä regeneratiiviset lämmönsiirrit. Tässä luvussa tutustutaan näihin rakennetyyppeihin.

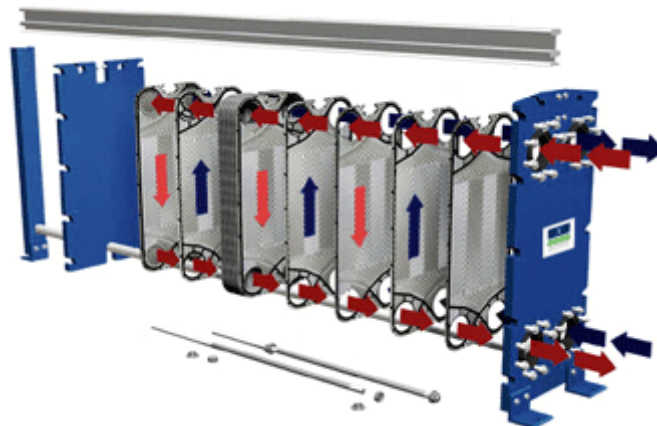
Putkilämmönsiirrin koostuu nimensä mukaisesti erikokoisista putkista. Yksinkertaisimmillaan putkilämmönsiirrin koostuu kahdesta erikokoisesta putkesta, jotka on asetettu sisäkkäin. Näistä sisemmässä kulkee putkifluidi ja ulommassa kulkee vaippafluidi. Tällaista lämmönsiirrintä kutsutaan kaksoisputkilämmönsiirtimeksi. Monimutkaisemmissa putkilämmönsiirtimissä sisempiä putkia on useampia ja fluidien kulkua on myös ohjattu eri tavoin. Putkilämmönsiirrinten komponentteja ja termistöä selitetään tarkemmin kuvan 16 avulla. Kyseisessä lämmönsiirtimessä putkia on useita ja ne muodostavat yhdessä put-

kinipun. Putket liitetään kiinni putkilevyyn, joka erottaa eri fluidit toisistaan ja liitäntälaatikon avulla mahdollistaa putkipuolen fluidin tuonnin lämmönvaihtimeen. Vaipan ja siinä olevien liitäntöjen avulla voidaan tuoda toinen fluidi, joka kulkee putkien ympärillä. Vaippapuolen fluidin kulkemista voidaan ohjata ohjauslevyjen avulla, jolla saavutetaan lämmönsiirron kannalta optimaalisempi virtaus. Vaippa voidaan valmistaa joko valmiista suuresta putkesta tai putken muotoon taivutetusta levystä.



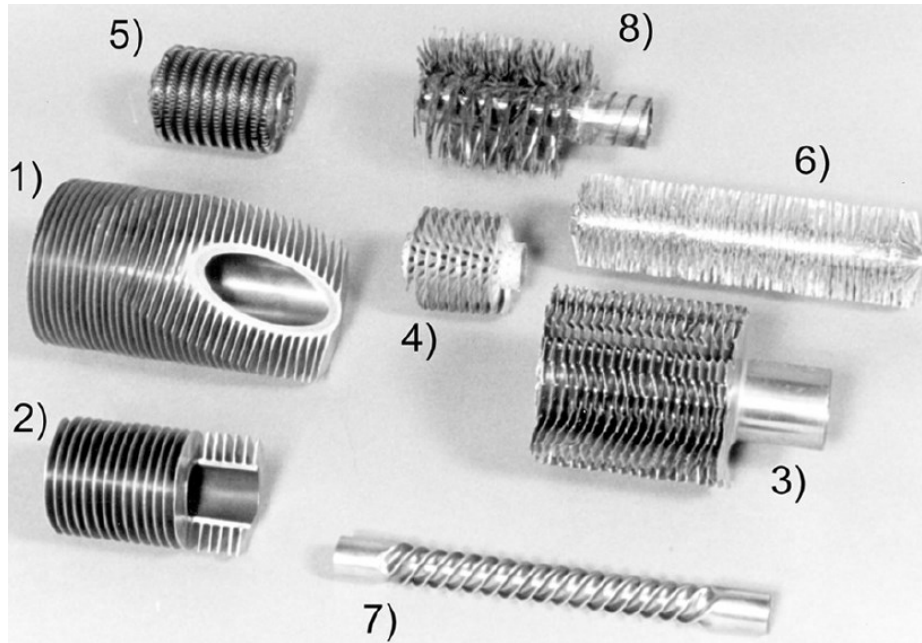
Kuva 16. Vaippa ja putki lämmönsiirtimen eri osat sekä fluidien kulku lämmönvaihtimessa. [30]

Levylämmönsiirtimet rakennetaan yleensä ohuista levyistä, jotka tiivistetään toisiaan vasten reunoistaan. Fluidit kulkevat yksittäisen levyn kummallakin puolella kuvan 17 mukaisesti. Levyt ovat usein pinnaltaan epätasaisia turbulenssin synnyttämiseksi. Suorien levyjen lisäksi levyt voivat olla järjestetty myös spiraalin muotoon. Tiivistämiskeinoina levylämmönsiirtimissä käytetään erillisiä tiivisteitä, hitsausta sekä juottamista. Levylämmönsiirtimillä ei tyypillisesti saavuteta korkeita paineita tai lämpötiloja [31, s. 22]. Eräänlaiseksi levylämmönsiirtimeksi voidaan laskea myös erityinen PCHE-lämmönsiirrin (Printed Circuit Heat Exchanger), jossa metallilevyjen pintaan työstetään kanavia piirilevyjen valmistusta vastaavalla tekniikalla. Tekniikalla valmistetut lämmönvaihtimet kestävät jopa 50 MPa paineita ja 700 °C lämpötiloja [27, s. 23]. PCHE-lämmönsiirtimet ovat myös kompakteja ja siirtävät lämpöä tehokkaasti.



Kuva 17. Levylämmönsiirtimen rakenne. [32]

Lisätyn pinta-alan lämmönsiirtimissä on erilaisia ripoja ja muita rakenteita. Näin lämmönsiirron pinta-ala saadaan korkeaksi, ja lämmönsiirtokyky on korkea suhteessa lämmönvaihtimen kokoon. Erilaisia tapoja kasvattaa putken ulkopuolen pinta-alaa on esitetty kuvassa 18.



Kuva 18. Putkia ulkopuolisilla rivoilla varustettuna. [33, s. 164]

Regeratiivisiä lämmönsiirtimiä käytetään erilaisissa sovelluksissa, joissa halutaan ottaa talteen lämpöä, joka muuten menisi hukkaan. Esimerkiksi talojen ilmanvaihtojärjestelmissä lämpöä siirretään ulos johdettavasta poistoilmasta sisään otettavaan korvausilmaan. Suosittu tapa toteuttaa regeneratiivinen lämmönsiirrin on johdattaa molemmat fluidit pyörivän kennoston läpi. Lämmin poistoilma lämmittää kennoston, joka pyörähtää ottoilman puolelle ja lämmittää kylmää ilmaa. Näin toteutetut lämmönsiirtimet eivät ole tiiviitä, eivätkä siten sovellu paineakkukäyttöön.

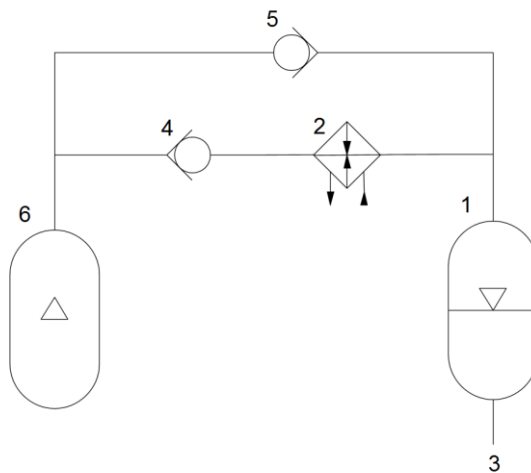
## 4 Koejärjestelyn vaatimukset ja suunnittelu

Koejärjestelyn vaatimusten laatiminen ja toimintaperiaatteen suunnittelu ovat erittäin tärkeitä vaiheita tutkimuksen onnistumisen kannalta. Näissä vaiheissa päätetään, mitä testejä järjestelmällä voidaan suorittaa eli määritellään koko tutkimuksen potentiaali. Vaatimusten tulisi siis olla tarkkaan harkittuja. Järkeviä vaatimuksia voi kuitenkin olla vaikea muodostaa ilman asiantuntemusta suunniteltavasta järjestelmästä. Vaatimuksia on siis hyvä tarkistaa ja tarvittaessa muokata suunnittelun edetessä, kun tietoa kertyy lisää. Tässä luvussa käydään läpi koejärjestelyn vaatimusten muodostuminen sekä toimintaperiaatteen suunnittelu.

Ensimmäinen vaatimus koejärjestelylle on luonnollisesti paineakun hyötysuhteen parantaminen ja energiaa tuottavan järjestelmän luominen hukkalämmön avulla. Nämä ovat kuitenkin hyvin karkeita vaatimuksia ja täsmällisempää määrittelyä tulee tehdä järjestelmän suunnittelun yhteydessä. Suunnittelussa lähdettiin liikkeelle tutkimusryhmässä kehitetystä paineakun kaasupuolen piirikaaviosta. Suunnittelun edetessä ilmeni tarve toteuttaa kaksi erilaista koejärjestelyä, alkuperäinen koejärjestely A sekä vaihtoehtoinen koejärjestely B.

### 4.1 Piirikaaviot koejärjestelyille

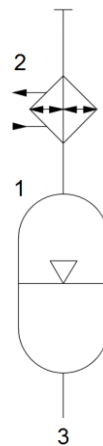
Suunnittelun lähtökohtana oli koejärjestelyssä A hyödynnetty kuvan 19 mukainen kaasupiiri. Kuvassa olevat komponentit on merkitty numeroin. Piirissä paineakku (1) on kytkettynä nestepuoleltaan muuhun hydraulijärjestelmään (3) ja kaasupuoleltaan lämmönvaihtimeen (2) ja painesäiliöön (6). Kaasuputket haarautuvat paineakun ja painesäiliön välillä kahteen linjaan, joista toisessa on lämmönvaihdin sekä vastaventtiili (4). Toisessa haarassa on vain vastaventtiili (5). Paineakkua ladattaessa paineakussa oleva kaasu virtaa putkistoja pitkin painesäiliöön ja vastaavasti paisuntavaiheessa takaisin paineakkuun. Vastaventtiilit on asetettu putkien haaroissa siten, että puristusvaiheessa kaasu ohjautuu vain vastaventtiiliin (5) läpi ja paisuntavaiheessa venttiiliin (4) sekä lämmönvaihtimen läpi. Täten saadaan aikaan työkierto, jossa lämmönvaihdin siirtää lämpöä kaasuun tehokkaimmin paisuntavaiheen aikana virtauksen tuoman lämmönsiirron tehostumisen myötä. Tällöin kaasu lämpenee ja paine kasvaa tehokkaimmin samalla, kun painetta hyödynnetään. Näin lämmönsiirtimeen tarvitsee johtaa ainoastaan lämmintä vettä, kun oletetaan että lämpö poistuu muualla järjestelmässä. Saadaan siis aikaan toimiva lämpövoimakone.



Kuva 19. Koejärjestelyn A kaasupiiri.

Edellä esitettyä kaasupiiriä pidettiin tutkimuksen ensisijaisena kohteena, sillä sen käyttöönotto todellisessa järjestelmässä olisi melko yksinkertaista. Polttomoottorien jäähdytysvesi olisi helppo vain kierrättää lämmönsiirtimen läpi ja järjestelmä voitaisiin rakentaa pääosin valmiista komponenteista. Samalla kuitenkin tiedostettiin ratkaisun haasteet lämpövoimakoneen toimivuuden kannalta. Erityisesti, kun lämmönsiirrintä suunniteltaessa siirtimen oma kaasutilavuus kasvoi varsin suureksi, päätettiin alkuperäisen piirikaavion rinnalle ottaa myös toinen kaasupiirikaavio, joka noudattaisi luvussa 2.3.3 kuvailtua toimintaperiaatetta.

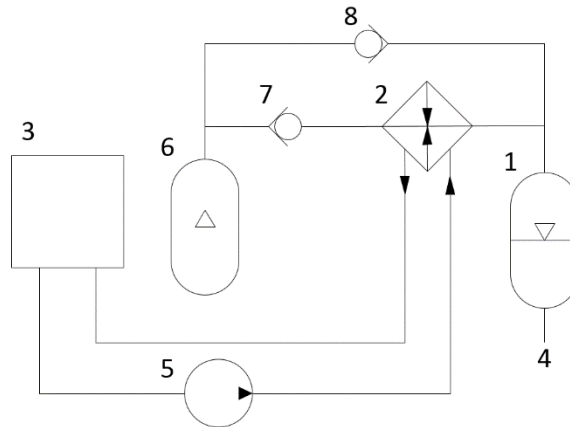
Vaihtoehtoinen, koejärjestelyssä B käytetty kaasupiiri on esitetty kuvassa 20. Paineakku (1) on kytketty nestepuolelta hydraulijärjestelmään (3) ja kaasupuolelta lämmönsiirtimeen (2). Lämmönsiirtimen toinen lähtö on tulpattu. Tämä kaasupiiri on hyvin yksinkertainen ja sen toimintaperiaate edellyttää, että lämmönsiirtimen kaasutilavuus on riittävän suuri. Tilavuuden tulee olla sellainen, että puristussuhde on sopiva silloin, kun paineakku on ladattu täyteen ja kaikki mahdollinen kaasu sijaitsee lämmönsiirtimessä. Tämä kaasupiiri myös edellyttää, että lämmönvaihtimeen johdetaan lämpimän veden lisäksi myös kylmää vettä. Todellisessa järjestelmässä hankaluuksia aiheuttaa myös se, että paineakun työkierron muoto saattaa vaihdella. Tämä vaatii säätöjärjestelmältä ennakointia, jotta vesi ehtii lämmittää kaasun oikealla hetkellä.



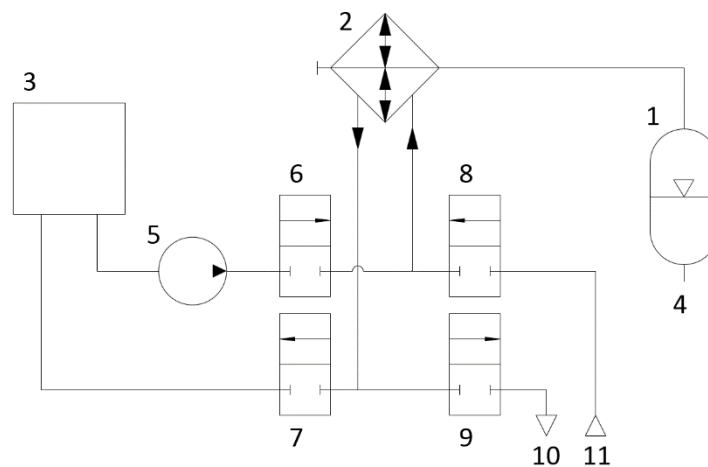
**Kuva 20. Koejärjestelyn B kaasupiiri.**

Suunnittelussa päädyttiin siis testaamaan kahta erilaista järjestelmää. Näiden järjestelmien vaatimukset eivät pääosin sulje toisiaan pois. Ainoastaan lämmönsiirtimen kaasutilavuusvaatimukset ovat erisuuret. Lämmönsiirtimen suunnittelu osoittautui kuitenkin sen verran haasteelliseksi, että alkuperäisen suunnitelman vaatimuksissa jouduttiin joustamaan. Tällöin lämmönsiirtimen kaasutilavuudesta tuli sopiva päivitetylle suunnitelmalle.

Kaasupiirien lisäksi olennainen osa järjestelmiä ovat niiden vesipiirit. Koejärjestelylle A on esitetty koko järjestelmäkaavio kuvassa 21. Järjestelmässä on aiemmin esitetyn kaasupiirin lisäksi vesikierto, johon kuuluvat lämminvesivaraaja (3) ja kiertovesipumppu (5). Koejärjestelyn B koko järjestelmäkaavio on esitetty kuvassa 22. Järjestelmässä on aiemmin kuvailtu kaasupiiri sekä lämminvesivaraaja (3) ja kiertovesipumppu (5). Lisäksi kuumen veden kiertoa ohjataan on-off-venttiileillä (6) ja (7). Kylmän veden kiertoa ohjataan venttiileillä (8) ja (9). Kylmä vesi tuodaan järjestelmään liitännästä (11) ja poistuu liitännästä (10), jotka on kytketty viemäriverkkoon.



Kuva 21. Koejärjestelyn A kaas- ja vesipiiri.



Kuva 22. Koejärjestelyn B kaas- ja vesipiiri.

## 4.2 Mittausjärjestelyn vaatimukset

Toimivan koejärjestelyn rakentamisen lisäksi lämmönsiirtimellä saavutettu hyötysuhteen parannus tulee pystyä mittaamaan ja todistamaan. Myös lämpötiloja olisi hyvä mitata eri kohdista, jotta järjestelmän toimintaa pystytään analysoimaan tarkemmin. Paineakun hyötysuhde tulee siis pystyä mittaamaan silloin, kun lämmönvaihdin on käytössä, sekä silloin, kun lämmönvaihdin ei ole käytössä. Hyötysuhteen mittaamiseksi tulee testitapah- tumasta mitata testin aikana paineakun kaasupuolella vallitseva paine sekä kaasun tila- vuuden muutokset.

Käytännössä hydrauliiikan laboratoriossa on jo paineakkujen testilaitteisto, jolla paineak- kua voidaan ladata. Testilaitteistosta saadaan mitattua paineakkuun ladatun hydraulines- teen määrä sekä paineakun nestepuolen paine. Paineakun kaasutilavuuden vaihtelu saa- daan siis tästä järjestelmästä valmiina. Paineakun kaasutilavuuden paine tulisi mitata erik- seen, jotta paineen käyttäytymistä saadaan seurattua myös paineakun ollessa lataamatto- mana. Tällöin hydraulinesteen paine laskee lähes nollaan.

## 4.3 Koejärjestelyn vaatimuslista

Koejärjestelylle on esitetty vaadittavat piirikaaviot luvussa 4.1 ja vaatimukset mittausjär- jestelylle luvussa 4.2. Näiden lisäksi koejärjestelyn kaasutilavuuden paineenkeston tulee olla vähintään 25 MPa. Nämä vaatimukset on koostettu vaatimuslistaan, joka on esitetty



taulukossa 1. Vaatimuslistassa esitetyt pakolliset vaatimukset ovat välttämättömiä tutkimuksen onnistumisen kannalta. Tärkeät vaatimukset parantavat järjestelmästä saatujen tulosten hyödyllisyyttä sekä helpottavat tutkimuksen tekemistä.

**Taulukko 1. Koejärjestelyn vaatimuslista**

<b>Pakolliset vaatimukset</b>
Lämmönvaihtimen toimivuus paineakun hyötysuhteen parantamisessa pystytään järjestelyn avulla toteamaan kiistattomasti.
Toteuttaa luvussa 4.1 kuvaillut koejärjestelmien kaaviot A ja B.
Hyödyntää laboratoriossa valmiina olevaa paineakkujen mittausjärjestelmää ja Simulink Real-Time ohjelmistoa.
Paineakun kaasun paine mitataan.
Maksimikäyttöpaine kaasupuolella vähintään 25 MPa (250 bar).
<b>Tärkeät vaatimukset</b>
Lämpötiloja mitattu riittävän monesta kohtaa kaasutilavuutta.
Laitteen testaaminen on helppoa ja vaivatonta.
Järjestelmää voidaan muokata vaivattomasti.

## 5 Lämmönsiirtimen suunnittelu ja valmistus

Koejärjestelyn vaatimusten selkeydyttyä voitiin siirtyä järjestelmässä käytettyjen osien suunnitteluun ja valmistukseen. Järjestelmän toiminnan kannalta oleellisin osakokonaisuus on lämmönsiirrin. Lämmönsiirtimelle ei löydetty sopivaa valmista vaihtoehtoa, joten se päätettiin valmistaa itse. Suunnittelu ja valmistus olivat myös hyviä tapoja tutustua lämmönsiirtimen toimintaperiaatteeseen. Lämmönsiirtomekanismien syvempi tunteminen toi parempaa ymmärrystä kokeiden tulosten analysointiin.

Lämmönvaihtimen suunnitteluun osallistui kirjoittajan lisäksi myös kaksi tutkimusapulaista sekä mitoitukseen myös tutkija. Valmistuksen toteutti pääosin kirjoittaja. Haasteellisissa koneistuksissa ohjeisti laboratoriomestari ja joitain osia valmisti tutkimusapulainen. Useiden suunnitteluun osallistuvien henkilöiden takia selkeän vaatimuslistan laadinta oli tarpeellinen osa suunnitteluprosessia.

Lämmönsiirtimen suunnittelu ja valmistus on jaettu kuuteen lukuun, joissa aloitetaan koejärjestelyn asettamista vaatimuksista ja saadaan tuloksena valmis lämmönsiirrin. Luvussa 5.1 pohditaan lämmönsiirtimelle asetettuja vaatimuksia ja luodaan niiden perusteella vaatimuslista. Luvussa 5.2 valitaan lämmönsiirtimen valmistusmenetelmä. Luvussa 5.3 tutustutaan valitun valmistusmenetelmän lämmönsiirtimen suunnittelun periaatteisiin. Luvussa 5.4 mitoitetaan lämmönsiirrin. Luvussa 5.5 luodaan katsaus lämmönsiirtimen mallinnuksen ja valmistuksen vaiheisiin.

### 5.1 Vaatimuslista lämmönsiirtimelle

Lämmönsiirtimen vaatimukset ovat seurausta luvussa 4 kuvailluista koejärjestelyn vaatimuksista. Tärkein vaatimus lämmönsiirtimelle on tehokas lämmönsiirto fluidien välillä. Oleellista on myös lämmönsiirtimen kaasutilavuuden sopiva koko. Erikoispiirteensä tässä lämmönsiirtimessä hyödynnetään lämmönsiirtoa myös silloin, kun toinen fluideista ei ole virtaavassa tilassa. Virtaamattomuus tekee mitoituksesta haastavaa, sillä suunnitteluohjeet on tyypillisesti räätälöity virtaaville fluideille.

Lämmönsiirrin valmistetaan koelaitteeksi laboratorioon, joten sille asetetut vaatimukset ovat erilaisia kuin teollista, myyntiin menevää tuotetta suunniteltaessa. Koelaitteen suunnittelussa painottuvat matalat kustannukset yksittäiskappaleen valmistuksessa rajallisen tutkimusbudjetin takia, sekä mahdollisuus nopeaan valmistukseen, jotta aikataulussa pysytään. Koelaitteen ei ole välttämätöntä kestää yhtä montaa lataussykliä kuin teollisen tuotteen, kun testauksen kohteena on toimintaperiaatteen toteaminen toimivaksi.

Lämmönsiirtimen vaatimukset on tiivistetty taulukkoon 2. Vaatimuslista on jaettu kolmeen osioon, jotka kuvaavat vaatimusten tärkeyttä tutkimuksen onnistumisen suhteen. Pakolliset vaatimukset ovat nimensä mukaisesti täysin välttämättömiä, jotta laitteella saadaan vaadittavat testit suoritettua ja että työn tavoitteet saavutetaan. Tärkeät tavoitteet tulee täyttää, jotta koeajot saadaan suoritettua ilman ongelmia ja tutkimusta voidaan pitää kokonaisuudessaan onnistuneena. Toiveissa on lisäksi ominaisuuksia, joiden täytyessä tutkimus onnistuisi yli odotusten.

**Taulukko 2. Lämmönsiirtimen vaatimuslista.**

<b>Pakolliset vaatimukset</b>
Lämmönsiirtimen toimivuus paineakun hyötysuhteen parantamisessa pystytään laitteen avulla toteamaan kiistattomasti.
Siirtää lämpöenergiaa kaasutilavuuden ja nesteen välillä riittävästi, jotta ero paineakun energiataseessa voidaan havaita.
Paineakkujärjestelmän puristussuhde pysyy sopivana.
Sisältää riittävästi paikkoja antureille.
Nestepuolella käytetään jäähdyttämiseen ja lämmittämiseen vettä.
Maksimikäyttöpaine kaasupuolella vähintään 25 MPa (250 bar).
Ei aiheuta testausta estäviä vuotoja järjestelmään.
<b>Tärkeät vaatimukset</b>
Siirtää lämpöenergiaa mahdollisimman tehokkaasti.
Laitteen testaaminen on helppoa ja vaivatonta.
Ei aiheuta mitään vuotoja järjestelmään.
<b>Toiveet</b>
Laitetta voidaan muokata optimaalisen muodon löytämiseksi.

Pakollisista vaatimuksista ensimmäinen on, että lämmönvaihtimen toimivuus paineakun hyötysuhteen parantamisessa pystytään toteamaan laitteen avulla kiistattomasti. Tämä on varsin laaja vaatimus, joka kertoo laitteen perimmäisen tarkoituksen. Sen toteuttaminen edellyttää syvempää tietämystä tutkimuksen kohteena olevasta ilmiöstä ja sen tueksi on laadittu muita yksinkertaisempia vaatimuksia.

## 5.2 Valmistusmenetelmän valinta

Valmistusmenetelmää valittaessa tulee ottaa huomioon tutkimuksen aiheen lisäksi käytettävissä olevat resurssit, eli aika, raha, työvoima sekä saatavilla olevat laitteet. Aikaa diplomityön tekemiseen on noin puoli vuotta, jossa pitää saada suunniteltua, valmistettua ja testattua lämmönvaihdin.

Käytettävissä olevien resurssien myötä mahdollisia valmistusmenetelmiä ovat lämmönvaihtimen valmistaminen käsityönä erilaisista valmistavarana saatavilla olevista osista, sekä toisena vaihtoehtona lämmönvaihtimen toteuttaminen 3D-tulostuksen avulla. Nämä ovat huomattavan erilaisia valmistusmenetelmiä, ja yksi suurimpia eroja on lämmönvaihtimen mahdollinen koko.

Valmiista osista valmistettavan lämmönvaihtimen kokoa rajoittaa valmiiden putkien ja muiden osien saatavuus, eli pienin saatavilla oleva putki on sisähalkaisijaltaan 6 mm, kun taas maksimikokoa rajoittaa lähinnä käytettävissä olevien työstölaitteiden koko. Valmiista osista valmistettavasta lämmönsiirtimestä voidaan tehdä suurikokoinen, sillä valmiit raaka-aineet ovat halpoja ja suuremmat kappaleet ovat helppoja valmistaa käsityönä.

3D-tulostetun lämmönvaihtimen kokoa rajoittaa käytettävissä olevien laitteiden koko, sekä niillä valmistettavien kappaleiden hinta. Kampuksella on käytössä alumiinia tulostava 3D-tulostin, jonka tulostusalueen mitat ovat 100x100x100 millimetriä. Mahdollista olisi myös valmistaa kappale jollain 3D-tulosteiden kaupallisella valmistajalla, mutta alustavien kyselyiden mukaan tutkimusprojektin budjetti ei riitä tähän vaihtoehtoon. 3D-

tulostettu kappale olisi siis pieni ja sitä tulisi tukea myös perinteisillä menetelmillä valmistettujen kappaleiden avulla.

Valmistusmenetelmän valinta kohdistui käytännön syistä valmiista osista koottuun lämmönsiirtimeen. Vaatimuksina lämmönsiirtimelle on 25 MPa paineenkesto, valmistusosaamisen löytyminen laboratoriosta sekä osien helppo saatavuus, jotta aikataulussa pysyttäisiin. Ainoa nämä ehdot täyttävä lämmönsiirrintyyppi on putkilämmönsiirrin.

### **5.3 Lämmönvaihtimen suunnitteluperiaatteet**

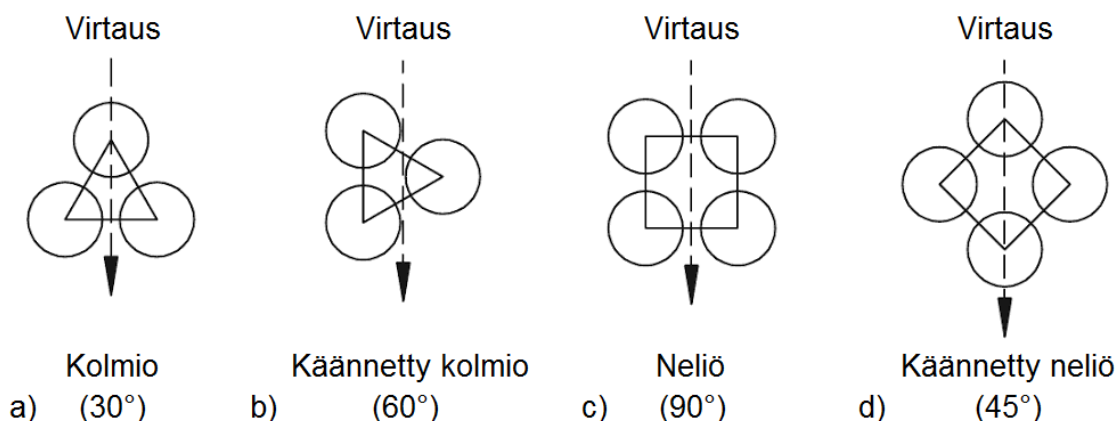
Yleisiä lämmönsiirtimen suunnitteluun vaikuttavia tekijöitä ovat lämmönsiirron vaatimukset, hinta, fyysinen koko ja painehäviöominaisuudet [29, s. 597]. Lisäksi tässä työssä kriittinen tekijä on myös suunnitteluun ja valmistukseen kuluva aika. Yleisistä tekijöistä lämmönsiirron tehokkuuden asettamat vaatimukset ovat erittäin tärkeät tässä työssä toteutettavien kokeiden onnistumisen kannalta. Myös hinta on kriittinen tekijä tässä työssä toteutettavan lämmönsiirtimen suunnittelussa, kun taas fyysinen koko ja painehäviöominaisuudet eivät juuri aseta rajoituksia.

Tässä luvussa tutustutaan putkilämmönsiirtimen suunnittelussa tehtäviin valintoihin ja niiden vaikutukseen lämmönsiirtokykyyn. Käsiteltävät aiheet ovat standardit, putkien lukumäärä, putkijako, U-putket, matalaripaiset putket, ohjauslevyt, putkien kiinnitys ja lämpölaajeneminen. Tarkempi katsaus lämmönsiirtimen laskennalliseen mitoittamiseen tehdään luvussa 5.4.

Putkilämmönsiirtimen suunnitteluun on olemassa kattavia standardeja, jotka helpottavat valintojen tekemistä. Tärkeimmät standardit ovat Yhdysvaltalainen TEMA-standardi sekä kansainvälinen standardi ISO 16812:2002. Tässä työssä käytetään TEMA:n suunnitteluohjeita saatavilla olevan kirjallisuuden johdosta. TEMA:n standardit ovat käytössä useimmissa maailman maissa [27, s.237].

Putkien optimaaliseen lukumäärään vaikuttavat halutut virtausnopeudet sekä painehäviöt. Suositellut virtausnopeudet vedelle ja sitä vastaaville nesteille vaihtelevat putkipuolella välillä 0,9-2,4 m/s ja vaippapuolella välillä 0,6-1,5 m/s. Matalammalla nopeusrajalla halutaan estää likaantuminen ja ylärajalla rajoitetaan eroosiokorroosiota, partikkeleiden törmäyksiä sekä virtauksen aiheuttamaa värähtelyä. Putkien lukumäärään vaikuttavat myös lukuisat muut seikat. Näihin ei tässä tutustuta tarkemmin, vaan hyödynnetään perinteistä menetelmää lukumäärän ratkaisemiseksi. Perinteisesti putkien lukumäärä selvitetään yksinkertaisesti piirtämällä putkijako vaipan sisään ja laskemalla putkien lukumäärä. Putkijakoa on käsitelty tarkemmin seuraavassa kappaleessa. [27, s.241]

Putkijako tarkoittaa tapaa sijoitella putket suhteessa toisiinsa ja virtaukseen. Sijoiteltaessa putkia vaipan sisään voidaan muuttaa putkien etäisyyttä toisiinsa sekä putkien järjestystä. Putkien pieni etäisyys toisistaan vaikuttaa positiivisesti lämmönsiirtokertoimeen, kun taas suuremmalla etäisyydellä saadaan pienempi painehäviö ja likaantuminen sekä helpotetaan puhdistamista. Putkien etäisyyden tulee olla vähintään 1,25 kertaa putken ulkohalkaisija, jotta ohjauslevyt ovat riittävän kestävä asennuksen aikana. Putket voidaan järjestää keskenään joko kolmioihin tai neliöihin, ja nämä voidaan asettaa virtaukseen kahdella eri tavalla. Tapoja on siis yhteensä neljä ja nämä on esitetty kuvassa 23. Putkien järjestys vaikuttaa lämmönsiirtokertoimeen sekä painehäviöön, sekä myös lämmönvaihtimen kokoon ja puhdistettavuuteen. Järjestystavat suurimmasta lämmönsiirtokertoimesta pienimpään ovat 30°, 45°, 60° ja 90°. [27, s. 239-242]



Kuva 23. Lämmönsiirtimen putkijaot. [27, s. 239]

Lämmönsiirtimen putket voidaan taivuttaa U:n muotoon, kun halutaan että putkifluidin sisään- ja ulostulot ovat samassa päässä lämmönvaihdinta. Taivutettavan U-mutkan seinämänpaksuudelle on määritelty vähimmäisvaatimukset TEMA-standardissa. U-putken taivutuksessa seinämänpaksuus tulee olla vähintään kaavan

$$t_0 = t_1 \cdot \left(1 + \frac{d}{4 \cdot R_d}\right) \quad (8)$$

mukainen, jossa  $t_0$  on alkuperäinen seinämänpaksuus,  $t_1$  on vastaavan suoran putken minimipaksuus,  $d$  on putken ulkohalkaisija, ja  $R_d$  on taivutuksen säde. [27, s.241]

Matalilla rivoilla varustetuilla putkilla voidaan parantaa vaippapuolen lämmönsiirtokerrointa, kun se on pieni verrattuna putkipuolen lämmönsiirtokertoimeen. Tämä toteutuu, kun vaippapuolella on kaasua. Putkilämmönsiirtimissä ripojen korkeus on tyypillisesti hieman alle 1.59 mm (1/16 tuumaa) ja ripojen tiheys 748-1575 kpl/m (19-40 kpl/tuumaa). Täten saavutetaan tyypillisesti 2,5-3,5 kertaa suurempi pinta-ala kuin sileällä putkella. Matalarivallisen putken päissä on alueet, jossa ei ole ripoja, ja tämän sileän alueen ulkohalkaisija on joko suurempi tai yhtä suuri kuin ulkohalkaisija ripojen kohdalla. Putkipuolen lämmönjohtavuutta voidaan parantaa putkella, jonka sisäpuolella on pinta-alaa kasvattavia uria [34]. Kumpikin nämä putket ovat kuitenkin erikoistilattavia tuotteita, jonka takia tässä työssä kannattaa pysytellä tavallisissa putkissa, etenkin kun nämä putket aiheuttaisivat lisätyötä putkien kestävyysmäärittämisessä. [27, s.240]

Ohjauslevyjä käytetään putkien tukemiseen, putkien välisen etäisyyden säilyttämiseen sekä vaippapuolen virtauksen ohjaukseen. Virtauksen ohjauksen myötä myös välilevyillä vaikutetaan lämmönvaihtimen vaippapuolen lämmönsiirtokertoimeen ja painehäviöön. Ohjauslevyjä on useita erityyppisiä erilaisia sovelluksia varten. Useimmiten ohjauslevyt ovat sijoitettu poikittain putkiin nähden kohden ja ne ovat ympyrämuotoisia levyjä, joista on leikattu osa. Näihin levyihin on porattu reiät putkia varten. Ympyrämuotoisesta levystä voidaan leikata osa useilla eri tavoilla, jotka aiheuttavat erilaisia virtauskuvioita. Välilevyjen leikkaukseen ja niiden väliseen etäisyyteen tulee kiinnittää huomiota, jotta saavutetaan oikeanlainen virtaus. Sopiva etäisyys on tyypillisesti 40-50 % vaipan halkaisijan mitasta. Putkia voidaan tukea myös useilla muilla tavoilla, kuten tangoilla. Tässä tapauksessa on kuitenkin järkevintä käyttää poikittaisia levyjä, jotta saadaan hallittua virtausta. Poikittaiset levyt ovat myös hyvät valmistettavuudeltaan. [27, s. 243-252]

Putkien kiinnitys ja tiivistys muuhun lämmönsiirtimeen tapahtuu putkilevyssä. Putkilevyn avulla myös ohjataan fluidi vaipan päässä putkien sisään. Putkilevy voidaan kiinnittää vaippaan ja päätyyn joko hitsaamalla tai tiivistämällä. Perinteisesti putkien kiinnitys putkilevyyn voidaan tehdä mankeloimalla, hitsaamalla, näiden yhdistelmällä tai juottamalla. Näistä monet eivät ole tässä työssä mahdollisia vaaditun painetason tai laboratorion rajoitetun välineistön vuoksi. Osaamista sen sijaan löytyy tiivistysten käytöstä, joten päätettiin tutkia niiden käyttöä lämmönvaihtimen putkien liittämässä putkilevyyn. Tiivistysten käyttöön lämmönsiirtimessä ei kuitenkaan ole ohjeita vaan konstruktio tulee suunnitella itse olemassa olevien hydraulikkatiivistysohjeiden mukaisesti. [27, s. 1061]

Putkien lämpölaajeneminen tulee ottaa lämmönvaihtimen suunnittelussa huomioon, sillä jos putket lämpenevät nopeammin kuin vaippa, syntyy ohuisiin putkiin aksiaalisuuntaista puristusta, jonka takia ne voivat nurjautua. Nurjahdus voidaan välttää siten, että putkien toisen pään annetaan liikkua vapaasti. Liikkuminen voidaan toteuttaa U-putkilla tai putkien liikkuvalla kiinnityksellä toisesta päästä. Tässä työssä U-putkia pyritään välttämään rajoitettujen putkentaivutusvälineiden takia, joiden takia ei voida taata taivutuksen säteen tarkkuutta konstruktion vaatimalla tarkkuudella. Liikkuva kiinnitys toteutetaan tässä työssä jättämällä putkille laajentumistilaa, jolloin putket voivat liukua tiivisteitä pitkin.

## 5.4 Lämmönsiirtimen mitoitus

Lämmönsiirtimen tehokkuutta voidaan arvioida hyödyntämällä olemassa olevia teorioita ja näihin perustuvia kaavoja. Hyödylliseksi ja käytännönläheiseksi osoittautui Lampisen julkaisu [28], jossa oli esimerkein kuvattu erilaisia lämmönsiirtotapauksia. Näitä soveltamalla pystyttiin arvioimaan valmistettavan lämmönvaihtimen tehokkuutta etukäteen. Teorian ja käytännön välillä on kuitenkin useita eroavaisuuksia, joiden takia laskuilla saatuihin tulokseen ei voida täysin luottaa. Näitä eroavaisuuksia on kommentoitu laskuteorian edetessä. Laskuja tehdessä oli jo valittu käytännön syistä lämmönsiirtimen tyyppi putkilämmönsiirrin sekä joitain lämmönsiirtimen komponentteja.

Putkilämmönsiirtimen tehoa arvioidessa lähdetään liikkeelle siitä oletuksesta, että usean putken sisältävä lämmönvaihdin voidaan redusoida yhdeksi putkeksi, jonka pituus on putkien yhteispituus. Putken lämmönläpäisykertoimen  $k$  laskemiseksi on olemassa kaava [28, s.10]

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\pi d_s \alpha_s} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_u}{d_s} + \frac{1}{\pi d_u \alpha_u}, \quad (9)$$

jossa  $d_s$  ja  $d_u$  ovat putken sisä- ja ulkohalkaisijat,  $\alpha_s$  ja  $\alpha_u$  ovat putken sisä- ja ulkopuolen lämmönsiirtokertoimet sekä  $\lambda$  on putken lämmönjohtavuus. Putken halkaisijat valitaan saatavilla olevien putkien mukaan. Putken sisäisen lämmönsiirtokertoimen  $\alpha_s$  arvo saadaan selville kaavan [28, s. 6]

$$Nu \equiv \frac{\alpha_s d_s}{\lambda} \quad (10)$$

avulla. Ennen tätä selvitetään virtauksen turbulenttisuus laskemalla Reynoldsin luku  $Re$  kaavan [28, s. 5]

$$Re \equiv \frac{v d_s}{\nu} \quad (11)$$

avulla. Kaavassa latinalainen kirjain  $\nu$  on fluidin nopeus,  $d_s$  on putken sisähalkaisija ja kreikkalainen kirjain  $\nu$  on fluidin kinemaattinen viskositeetti. Turbulenttiselle virtaukselle voidaan laskea Nusseltin luku  $Nu$  Hausenin korrelaatiokaavan [28, s.5]

$$Nu = 0,037 \cdot (Re^{0,75} - 180) \cdot Pr^{0,42} \quad (12)$$

mukaisesti. Prandtlin luku  $Pr$  määräytyy käytettävän fluidin ja lämpötilan mukaan ja se voidaan katsoa taulukoista.

Lämmönvaihtimen konduktanssi  $G$  yhdistää lämmönläpäisykertoimen  $k$  sekä putken pituuden  $L$  seuraavan yhtälön mukaisesti [28, s. 11]:

$$G = kL. \quad (13)$$

Konduktanssi  $G$  voidaan laskea kaavalla [28, s. 11]

$$\phi = G\theta_{ln}, \quad (14)$$

jossa  $\phi$  on lämpöteho ja  $\theta_{ln}$  logaritminen lämpötilaero. Lämpöteho lasketaan sen mukaan, kuinka paljon lämmönsiirtimessä ja paineakussa olevaa ilmaa halutaan lämmittää. Tässä tapauksessa lämpöteho saadaan kaavalla

$$\phi = \dot{m}_i c_{pi} \Delta T_i, \quad (15)$$

kun tiedetään lämmitettävän ilman massavirta  $\dot{m}_i$ , ilman lämpökapasiteetti  $c_{pi}$  ja haluttu lämpötilan vähennys  $\Delta T_i$ .

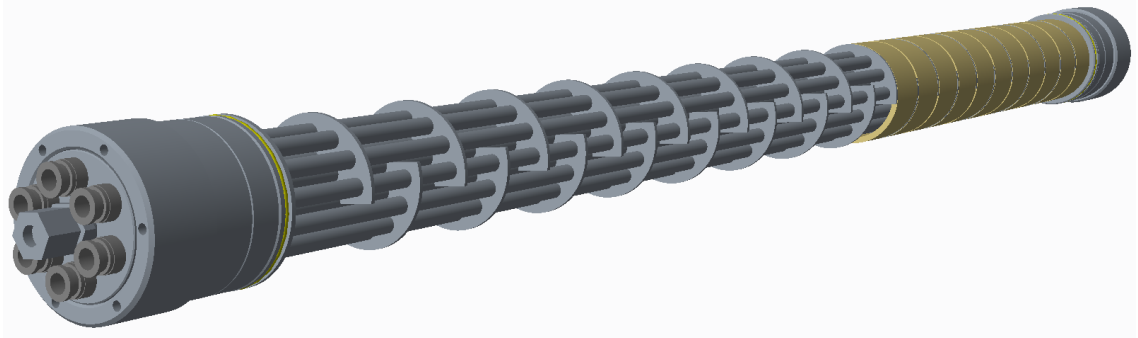
Logaritminen lämpötilaero  $\theta_{ln}$  ilmaisee tarkan keskimääräisen lämpötilaeron, kun tarkasteltavana on tavallinen lämmönsiirrin. Tässä yhteydessä kuitenkin ilman lämpötilakäyttäytyminen on kuitenkin huomattavasti monimutkaisempaa, sillä lämpötila muuttuu paineen vaikutuksesta lämmönsiirtimen vaikutuksen lisäksi. Tästä johtuen ajan säästämiseksi tehdään putken ja ilman välisestä lämpötilaerosta arvaus perustuen aiempiin tuloksiin paineakun ilmatilan lämpötilakäyttäytymisestä sekä ottaen huomioon lämpötilaeron logaritminen käyttäytyminen lämmönsiirtimissä.

Täten voidaan laskea lämmönsiirtimeen tarvittavan putken kokonaispituus  $L$  kaavan (13) avulla. Moniputkisen lämmönsiirtimen pituuden saamme jakamalla kokonaispituuden putkien lukumäärällä.

## 5.5 Lämmönsiirtimen mallinnus ja valmistus

Lämmönsiirtimen 3D-mallinnuksen yhteydessä suunniteltiin lopullinen konstruktio suunnitteluperiaatteiden ja mitoituksen mukaisesti. Näiden lisäksi suunnittelussa tuli ottaa huomioon myös kaksi käytännön seikkaa. Suunnittelun yhteydessä tuli varmistaa komponenttien valmistusprosessien onnistuminen laboratorioympäristössä. Haasteita toi myös sopivien materiaalien löytäminen, joka oli edellytyksenä myös mallinnuksen viimeistelylle. Hyvin tehty suunnitteluvaihe kuitenkin kannatti, eikä valmistusvaiheessa tullut yllätyksiä.

Suunnittelussa päävastaavana toimi tämän diplomityön tekijä ja käytännön mallinnuksen toteuttivat pääosin tutkimusapulaiset Aleksi Turunen sekä Alexander Järf. Mallinnukseen käytettiin Creo 2.0 sekä Creo 3.0 CAD-mallinnusohjelmia projektin aikana tehdyn versiopäivityksen johdosta. Mallinnus ohjasi tehokkaasti suunnittelun kulkua, sillä lähes jokainen mitta oli joko materiaalin myötä määritelty tai toiminnallisuuteen vaikuttava mitta. Näin ollen suunnittelun voitiin todeta olevan valmis, kun jokainen mitta oli mietitty tarkkaan läpi. Osat mallinnettiin tarkasti toleransseineen, sillä mallinnuksessa tuotettuja 3D-malleja käytettiin myös valmistusvaiheessa työstöratojen generoimiseen. Kuvassa 24 on esitetty valmis 3D-malli lämmönsiirtimestä. Mallista on poistettu näkyvistä vaippa ja osa välilevyjä paikallaan pitävistä muoviputkista, jotta rakenne näkyy riittävästi.



**Kuva 24. 3d-mallikuva toteutetusta lämmönsiirtimestä ilman vaippaa.**

Lämmönsiirtimen osista suurin osa valmistettiin yliopiston tiloissa olemassa olevilla välineillä. Valmistuksessa ohjaajana toimi erikoislaboratoriomestari Antti Sinkkonen. Valmistuksessa avusti myös tutkimusapulainen Aleksi Turunen. Pääasialliset valmistukseen käytetyt laitteet olivat sorvaamisessa HAAS TL2 NC-sorvi ja jyrsinnässä HAAS TM3 NC-jyrsin. Koneissa käytettyjen NC-ohjelmien tekemiseen käytettiin Mastercam X9 -ohjelmaa. Myös muita laitteita, kuten käsikäyttöistä sorvia, käytettiin yksinkertaisten koneistusten toteuttamiseen. Lisäksi ohjainlevyt tilattiin valmiiksi laserleikattuina yksityiseltä yritykseltä.

Valmistaminen aloitettiin päätyihin tulevista kierrerenkaista, sillä niiden haasteellisuustaso oli sopiva aikaisempaan NC-koneilla suoritettuun työstökokemukseen suhteutettuna. Renkaiden ulkomuoto koneistettiin materiaalivarastosta löytyneeseen ainesputkeen MasterCAM:llä tehdyn ohjelman avulla ja siihen koneistettiin kierteet sorvista löytyvän kierreteko-ohjelman avulla.

Vaippa tehtiin valmiista sylinteriputkiyaihiosta, jonka sisäpinta oli valmistettu riittävien toleranssien ja pinnanlaatuvaatimusten mukaiseksi. Putki myös tilattiin valmiiksi oikean mittaisena, joten erillistä katkaisua ei tarvittu. Putki mahtui suunnitellusti juuri ja juuri käytettävissä olevaan NC-sorviin. Sylinteriputken päädyissä olevien muotojen koneistamiseksi tehtiin MasterCAM:llä NC-ohjelma. Lisäksi kierteet tehtiin sorvista löytyvän ohjelman avulla. Kierteiden sopivuus aiemmin tehtyihin kierrerenkaihin tarkistettiin koneistuksen aikana.

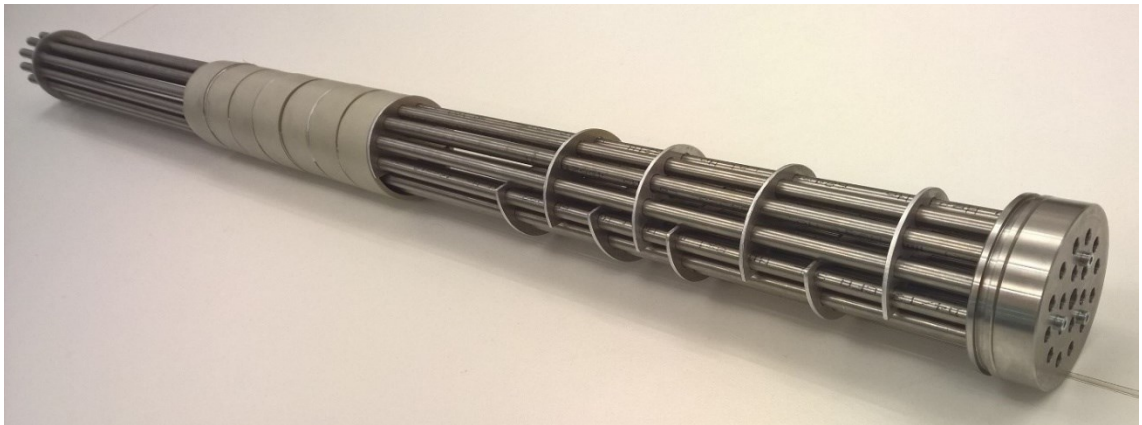
Muut päätyihin tulevat osat valmistettiin pyörötangosta, jonka materiaali oli ruostumaton teräs. Osat valmistettiin NC-ohjatussa sorvissa ja jyrsimessä. Ulommaisin, ulospäin näkyvä pääty oli haasteellinen valmistaa suuren sisäpuolisen sorvauksen takia, mutta koneistus kuitenkin onnistui saatavilla olevilla työkaluilla. Päätypala sekä tiivistepäätypala olivat verrattain helppoja koneistaa ja myös tiivisteurien työstöön löytyi sopivat työkalut. Työstöratojen luomiseen kului verrattain paljon aikaa samanaikaisen opettelun vuoksi.



Koneistusratojen tekemisen harjoittelu on kuitenkin hyödyllinen taito osata myös jatkossa, joten aikaa oli perusteltua käyttää harjoitteluun.

Lämmönsiirtimen putket tilattiin pitkinä ja katkaisua varten tehtiin oma pidikkeensä, jolla putkea saatiin pidettyä paikallaan katkaisusirkkelissä. Näin saatiin putken päätyyn tasainen pinta. Putkien paikalleen laittoa varten putkien päihin sorvattiin viisteet, jotta tiivisteet eivät vaurioituisi. Muoviputki oli tilattu valmiiksi sopivan kokoisena, mutta putki tuli katkaista sopiviin pätkiin ja putkien ulkohalkaisijaa tuli hieman pienentää. Nämä tehtiin manuaalisorvilla.

Kokoonpanossa osat sopivat paikoilleen pääosin hyvin. Laserleikattujen ohjainlevyjen leikkausjälkiä tuli hieman korjailla viilaamalla ja vesiputkien työntäminen paikalleen oli hieman haastavaa. Lämmönvaihdin kuitenkin saatiin kokoon verrattain helposti ottaen huomioon konstruktiossa olevien osien suuri lukumäärä ja tarkat sovitteet. Kuvassa 25 on esillä lämmönsiirtimen sisäosat kokoonpanovaiheessa. Painetesteissä todettiin, että vaikka pitkällä aikavälillä kaasun paine laskee vähitellen, konstruktiossa ei ole suuria vuotoja ja paine pysyy vakiona riittävän hyvin kokeita varten. Tämä on hyvä suoritus ottaen huomioon tiivisteen suuri lukumäärä.



**Kuva 25. Lämmönsiirtimen sisäosat kokoonpanovaiheessa.**

## 6 Koejärjestely

Koejärjestely toteutettiin luvussa 4 esitettyjen vaatimusten ja suunnitelmien mukaisesti. Merkittävin yksittäinen komponentti järjestelyn toimivuuden kannalta on luvussa 5 toteutettu lämmönsiirrin. Koejärjestelyssä on kuitenkin myös useita muita komponentteja, joilla kaikilla on tärkeä tehtävä järjestelmän toiminnassa. Laadukkaiden tuloksien saavuttamiseksi myös mittauslaitteisto sekä mittautapahtuma tulee toteuttaa huolella.

Koejärjestelyn eri komponentteihin luodaan katsaus luvussa 6.1, mittauslaitteisto esitellään luvussa 6.2 ja lopullinen toteutettu koejärjestely esitellään luvussa 6.3. Lisäksi mittautapahtuma kuvaillaan luvussa 6.4.

### 6.1 Koejärjestelyn komponentit

Koejärjestelyn komponentit voidaan jakaa ryhmiin niiden käyttötarkoituksen mukaan. Näitä ryhmiä ovat kaasupuoli, vesipuoli, hydraulikka sekä mittausjärjestelmä. Näiden lisäksi oma kokonaisuutensa on lämmönsiirrin, joka yhdistää kaasu- ja vesipuolet ja on esitelty luvussa 5. Mittausjärjestelmä liittyy vahvasti kaikkiin muihin osakokonaisuuksiin, ja monimutkaisuutensa vuoksi se esitellään omassa luvussaan 6.2.

Kaasupuolen komponentteihin kuuluvat paineakku, painesäiliö, vastaventtiilit, putket sekä liittimet. Paineakkuna ja painesäiliönä käytettiin laboratorion varustukseen kuuluvia paineakkuja. Mäntätyyppisten paineakkujen nimellistilavuus on 4 litraa ja niiden valmistaja on Hydroll. Molempiin paineakkuihin koneistettiin uudet päädyt, joihin saatiin liitettyä kaasuputket ja riittävästi antureita. Putkien kiinnitykseen valittiin JIC-tyyppiset liittimet, jotka varmistavat turvallisuuden myös siinä tapauksessa, että liittimiä ei olisi kiristetty kunnolla.

Vesipuolen komponentteja ovat lämminvesivaraaja, vesipumppu, on-off venttiilit, letkut ja liittimet. Lämminvesivaraajana käytettiin aikaisemmasta projektista jäänyttä 30-litraista ja kuumennusteholtaan 1500 watin lämminvesivaraajaa. Tämä varaaja ei ole järjestelmään täysin optimaalinen vaihtoehto, sillä se ei pysty ylläpitämään tasaista kuuman veden tuottoa usean käyttösyklin ajalle. Tuotto on kuitenkin riittävä tässä työssä toteutettaviin kokeisiin, kuten luvussa 6.4 esittelystä mittautapahtuman kulusta voidaan huomata. Vesipumppu sekä on-off venttiilit löytyivät myös laboratorion, ainoastaan letkuja ja liittimiä jouduttiin ostamaan.

Hydrauliikkajärjestelmänä käytettiin laboratoriossa paineakkujen testaamiseen kehitettyä laitteistoa. Järjestelmään kuuluvat hydraulikoneikko, proportionaaliventtiili, sylinteri, paineakku, letkut, liittimet ja testauksen kohteena oleva paineakku. Hydraulien energian tuottamiseen käytetään laboratorion keskushydraulikoneikkoa, jonka tuottama painetaso ja tilavuusvirta voidaan säätää halutuksi langallisella kauko-ohjaimella. Proportionaaliventtiilillä ohjataan tilavuusvirtaa kaksitoimiselle sylinterille, jonka toinen puoli on liitetty testauksen kohteena olevaan paineakkuun. Sylinterin iskunpituutta mittaamalla voidaan näin ollen tietää testattavalle paineakulle syötetyn hydraulinesteen määrä. Paineiskujen tasaamiseksi hydraulijärjestelmään on liitetty toinen paineakku.

### 6.2 Mittauslaitteisto

Mittaus- ja ohjausjärjestelmään kuuluvat anturit, ohjauslaitteet sekä tietokoneet. Antureista osa on järjestelmän ohjaukseen käytettyjä, osa kerää tietoa järjestelmän toiminnasta johtopäätöksiä varten. Anturit mittaavat järjestelmässä paineita, lämpötilaa ja etäisyyttä.

Ohjauslaitteet ohjaavat järjestelmän toimintaa ja niihin kuuluu venttiileitä ja rele. Tietokoneista toinen ohjaa järjestelmää I/O-korttinsa avulla ja toisella luodaan testisyklit.

Painetta mitataan hydraulijärjestelmästä, kaasupuolelta sekä vesipuolelta. Hydraulijärjestelmässä paineen mittausta kohdistuu painelinjaan, tankkilinjaan sekä paineakun nestepuolelle. Hydraulijärjestelmän mittaustietoja käytetään järjestelmän ohjaamiseen. Kaasupuolelta painetta mitataan paineakusta sekä painesäiliöstä, jotta voitaisiin havaita putkien ja vastaventtiilien mahdollisesti luomat paine-erot. Paineiden mittaaminen kaasupuolelta on ehdottoman tärkeää tulosten kannalta, sillä paineakun hyötysuhde lasketaan sen mukaan. Vesipuolelle sijoitettiin analoginen painemittari, joka helpotti järjestelmän saattamista testikuntoon.

Lämpötilaa mitataan kaikista alijärjestelmistä. Hydraulijärjestelmästä mitataan hydraulinesteen lämpötilaa lähinnä monitorointitarkoituksessa. Kaasupuolella lämpötilaa mitataan neljästä eri kohdasta. Mittauspisteitä ovat paineakun ja painesäiliön päädyt sekä kaasuputket välittömästi lämmönsiirtimen päätyjen läheisyydessä. Kaasupuolen kattavan lämpötilamittauksen ansiosta järjestelmän toiminnasta voidaan tehdä syvällisempiä päätelmiä kuin vähemmällä mittauspisteillä. Järjestelmän lämpötilavaihtelut ovat varsin nopeita, ja kaasun lämmönjohtavuus ja lämpökapasiteetti ovat pieniä, joten kaasun lämpötilan mittaamiseen haluttiin mahdollisimman dynaamisia lämpötila-antureita. Valinta kohdistui K-tyypin termopariin, jossa lämpötilan mittausta perustuu kahden metallin välille lämpösähköisen ilmiön myötä syntyvään jännite-eroon. Termoparin liitoskohta on hyvin pieni ja se saadaan vietyä johdolla paineistettuun kaasutilaan. Vesipuolelta mitataan veden lämpötilat juuri ennen lämmönsiirintä ja heti lämmönsiirtimen jälkeen.

Etäisyyttä mitataan vain hydraulijärjestelmässä. Sylinterin männän liikettä mitataan laseretäisyysmittarilla. Mittaustiedon avulla saadaan paineakkuun ohjatun hydraulinesteen määrän takaisinkytkentä. Näin voidaan säädellä paineakussa olevan hydraulinesteen määrää PID-säätimellä, kun toimilaitteena käytetään proportionaaliventtiiliä.

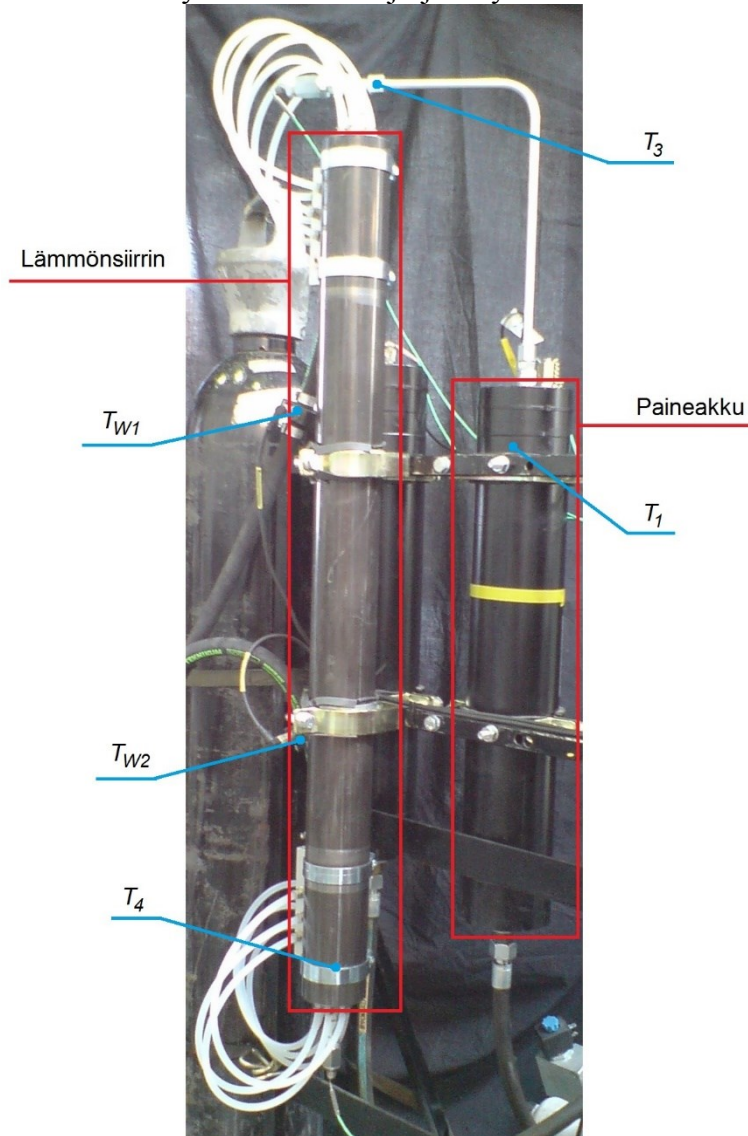
Ohjauslaitteita ovat hydraulijärjestelmän proportionaaliventtiili sekä vesipuolen on-off venttiilit ja pumppua ohjaava rele. Proportionaaliventtiilin avulla säädellään paineakun lataustasoa ohjaamalla hydraulinestettä painelinjasta paineakulle tai paineakulta tankkilinjaan. Vesipuolen on-off venttiileillä ohjataan lämmönsiirtimen läpi joko kuumaa tai kylmää vettä. Samanaikaisesti ohjataan releellä pumppua pumppaamaan vain silloin kun ajetaan kuumaa vettä.

Tietokoneita järjestelmän ajamiseen tarvitaan kaksi. Ensimmäinen on niin sanottu orjakone, joka I/O-korttinsa kautta vastaanottaa antureilta tulevat jännitteet sekä syöttää ohjauslaitteille ohjausjännitteet. Orjakoneessa käytetään Mathworksin Simulink Real-Time käyttöjärjestelmää, joka mahdollistaa reaaliaikaisen ohjauksen. Toisella tietokoneella, isäntäkoneella, käytetään MATLABin Simulink-lisäosaa koejärjestelyä ohjaavan simulaatiomallin luomiseksi. Malli kytketään todelliseen maailmaan linkittämällä siihen orjakoneen I/O-korttien sisään- ja ulostulot. Luotu malli käännetään C-koodiksi ja syötetään orjakoneen muistiin. Isäntäkoneella käsketään MATLAB-koodilla orjakonetta aloittamaan mittaukset ja mittausten jälkeen kerätty data haetaan isäntäkoneeseen.

### **6.3 Toteutettu koejärjestely**

Tavoitteena oli rakentaa luvussa 4.1 esiteltyjen piirikaavioiden mukaiset järjestelmät. Työn aikana saatiin toteutettua sekä kuvassa 21 esitelty koejärjestely A, että kuvan 22 mukainen koejärjestely B. Koejärjestelyllä A ei havaittu parannuksia hyötysuhteeseen,

joten varsinaiset koesarjat suoritettiin koejärjestelyllä B. Koejärjestelyn B kaasupuoli on esitetty kuvassa 26. Kuvassa on esitetty mittauksissa käytettyjen lämpötila-anturien  $T_1$ ,  $T_3$  ja  $T_4$  paikat kaasupuolella sekä antureiden  $T_{W1}$  ja  $T_{W2}$  paikat vesipuolella. Anturin  $T_4$  mittaamisissa lukemissa ei ilmennyt riittävästi vaihtelua, joten se jätettiin pois tuloksista. Väliin jäänyttä anturia  $T_2$  käytettiin vain koejärjestelyssä A.



Kuva 26. Toteutetun koejärjestelyn tyypipuoli.

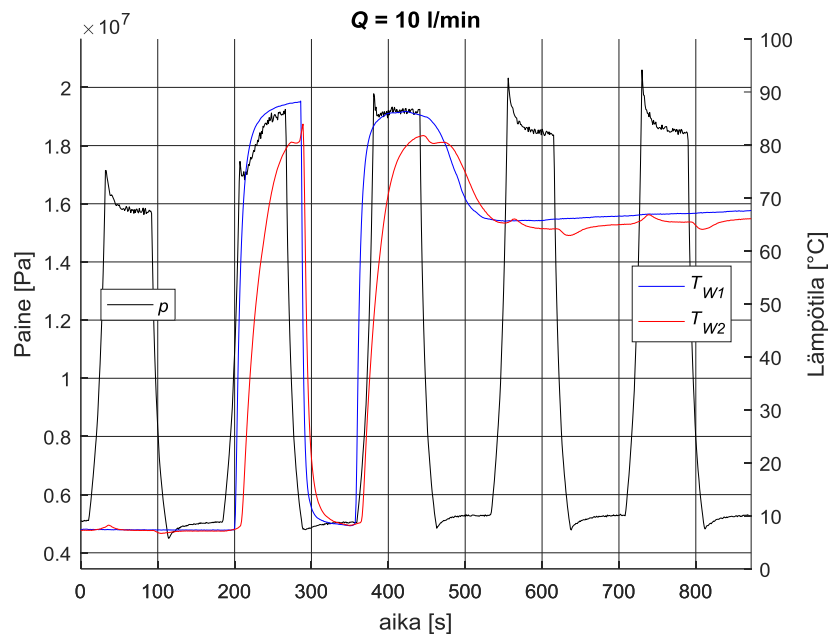
Toteutetussa koejärjestelyssä on joitakin rajoituksia, jotka on hyvä tiedostaa tarkasteltaessa laitteistolla saavutettuja tuloksia. Paineakun kaasutilavuudessa on optimista poikkeavia putkistoja, jotka tuovat epätoivottuja lämpöhäviöitä sekä virtaushäviöitä. Paineakun käyttöä ohjaavaa tilavuuden säätöä ei ole saatu optimoitua täydelliseksi, joka ilmenee pidossa ja hitailla tilavuusvirroilla tilavuuden pienenä heiluntana. Lisäksi nopeimmilla tilavuusvirroilla havaitaan säädön hitautta, kun männän sijainti jää jälkeen ohjauskäskystä. Laitteiston vesikierrossa on hitautta, jonka takia vaihto lämmityksen ja jäähdytyksen välillä saavuttaa lämmönvaihtimen vasta usean sekunnin päästä ohjauskäskyn jälkeen. Kylmän ja kuumen veden tilavuusvirrat eivät ole saman suuruiset, vaan kylmällä vedellä huomattavasti suurempi tilavuusvirta. Veden tilavuusvirtoja ei myöskään saada mitattua tarkasti sopivan mittarin puuttuessa. Kuumen veden referenssitestiin ei pystytäkään ylläpitämään yhtä korkeaa vedenlämpötilaa kuin varsinaisessa mittauksessa on saatavilla.

Yksikään näistä rajoituksista ei kuitenkaan estä tutkimuksen tavoitteen saavuttamista, vaan ne lähinnä rajoittavat laitteen jatkokäyttöä.

## 6.4 Mittaustapahtuma

Mittaustapahtumalle mitattiin aina kaksi referenssimittausta, yksi kylmällä vesikierrolla ja toinen kuumalla vesikierrolla. Mittauksen sujuvoittamiseksi ja testiolosuhteiden vakioimiseksi kehitettiin erityinen mittaussykli, jolla saadaan mitattua hyötysuhteet halutulla tilavuusvirralla. Mittaussykliin välissä tuli odottaa lämminvesivaraajan lämpenemistä, jotta veden alkulämpötila olisi yhtä suuri kaikilla tilavuusvirroilla.

Kuvassa 27 on esitetty yksittäinen mittaustapahtuma, jossa mitataan kylmä referenssimittaus, tutkittava mittaus sekä kuuma referenssimittaus. Mittaustapahtuma koostuu yhteensä viidestä mittaussyklistä. Kaksi näistä mittaussykleistä, kolmas ja neljäs sykli, toimivat odotussykleinä kuuman veden lämpötilan tasoittumista varten. Kuvaajassa vasemmalla on paineasteikko, jolla voidaan tulkita mustalla piirretyn painekuvaajan arvoja. Oikealla on lämpötila-asteikko, jolla voidaan tulkita lämpötilakuvaajien  $T_{w1}$  ja  $T_{w2}$  arvoja.  $T_{w1}$  kuvaa veden lämpötilaa ennen sen saapumista lämmönsiirtimelle ja  $T_{w2}$  kuvaa lämpötilaa heti lämmönsiirtimeen jälkeen. Kylmä referenssimittaus on tässä suoritettu aikavälillä 0-145 sekuntia, varsinainen mittaus aikavälillä 145-290 sekuntia ja kuuma referenssimittaus välillä 579-724 sekuntia. Odotussyklit sijoittuvat aikavälille 290-579 sekuntia. Tuloksissa esitetyt lyhemmät mittaussyklit on erotettu tällaisista mittaustapahtumista.



Kuva 27. Mittaustapahtuman kaasun paine sekä veden lämpötilat tilavuusvirralla 10 l/min.

## 7 Tulokset

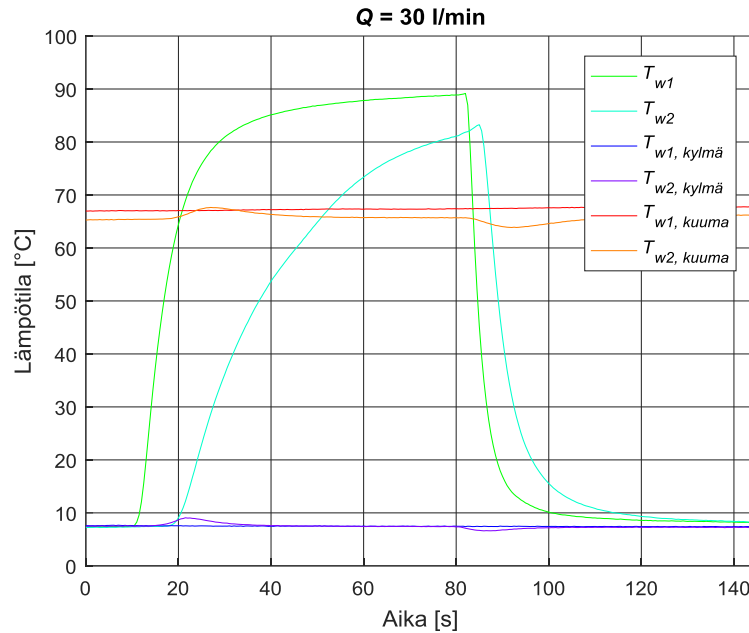
Toteutettua järjestelmää testattiin mittaamalla koejärjestelyn B toimintaa kuudella eri tilavuusvirralla luvussa 6.4 kuvaillun mittaustapahtuman mukaisesti. Mitatut tilavuusvirrat olivat 3, 5, 10, 20, 30 ja 50 litraa minuutissa. Eri suuruisista tilavuusvirroista johtuen mittaussyklien kestot vaihtelivat siten, että 3 litralla minuutissa toteutettu mittausta oli pitkäkestoisin. Mittauksessa käytettyjen lämpötila-antureiden paikat on kuvattu luvussa 6.3. Koejärjestelyllä A ei havaittu parannuksia hyötysuhteeseen, eikä sillä suoritettuja kokeita sisällytetty tähän työhön.

Suoritetuista kokeista on esitetty veden lämpötilat luvussa 7.1, kaasun paineet luvussa 7.2, puristusvaiheen ja paisuntavaiheen pV-diagrammit luvussa 7.3, pV-diagrammit eri tilavuusvirroilla luvussa 7.4 ja kaasun lämpötilat luvussa 7.5. Hyötysuhdelaskemat tuloksista on esitetty luvussa 7.6.

### 7.1 Veden lämpötilat

Lämmönsiirtimessä virtaavan veden lämpötilat kolmessa erityyppisessä mittaussyklissä on esitetty kuvassa 28. Symboleilla  $T_{w1}$  ja  $T_{w2}$  ilman jatkomääreitä merkityt käyrät ovat varsinaisen mittauksen vesien lämpötilat vastaavasti kuin kuvassa 27. Symboleilla  $T_{w1, kylmä}$  ja  $T_{w2, kylmä}$  merkityt käyrät ovat referenssimittaus pelkästään kylmällä vedellä ja käyrät  $T_{w1, kuuma}$  ja  $T_{w2, kuuma}$  kuvaavat referenssimittauksia kuumalla vedellä. Kaikissa sykleissä paineakun latauksen ja vapautuksen tilavuusvirta on 30 l/min.

Vihreällä ja syaanilla piirrettyjen varsinaisen mittauksen kulmakerroinoista lämmön nousun alussa voidaan huomata, että vedestä siirtyy lämmönvaihtimeen suuri määrä lämpöenergiaa ennen kuin poistuvan veden lämpötila alkaa tasaantua. Kylmällä ja kuumalla vedellä on eri tilavuusvirrat, kuumalla kestää noin 10 sekuntia läpäistä lämmönvaihdin ja kylmällä noin 5 sekuntia. Pieni kohouma lämpötiloissa paisuntavaiheen loppuessa johtuu kylmän vedenkierron kytkeytymisestä päälle ja sen suuremmasta tilavuusvirrasta, jonka takia vesi ehtii luovuttaa vähemmän lämpöä. Sininen kylmän veden mittauksen tulovesi pysyy paikallaan ja violettiin kylmän veden poistoveteen vaikuttaa lämmönsiirtimen kaasun lämpötila puristusvaiheessa 20 sekunnin kohdalla nostavasti ja paisuntavaiheessa 85 sekunnin kohdalla laskevasti. Punainen kuuman veden mittauksen tulovesi on mittauksen aikana vakio, mutta oranssilla piirretty poistovesi on tasaantuneena pari astetta tulovettä matalammalle ja siihen vaikuttaa kaasun lämpötila vastaavasti kuin kylmässä mittauksessa.



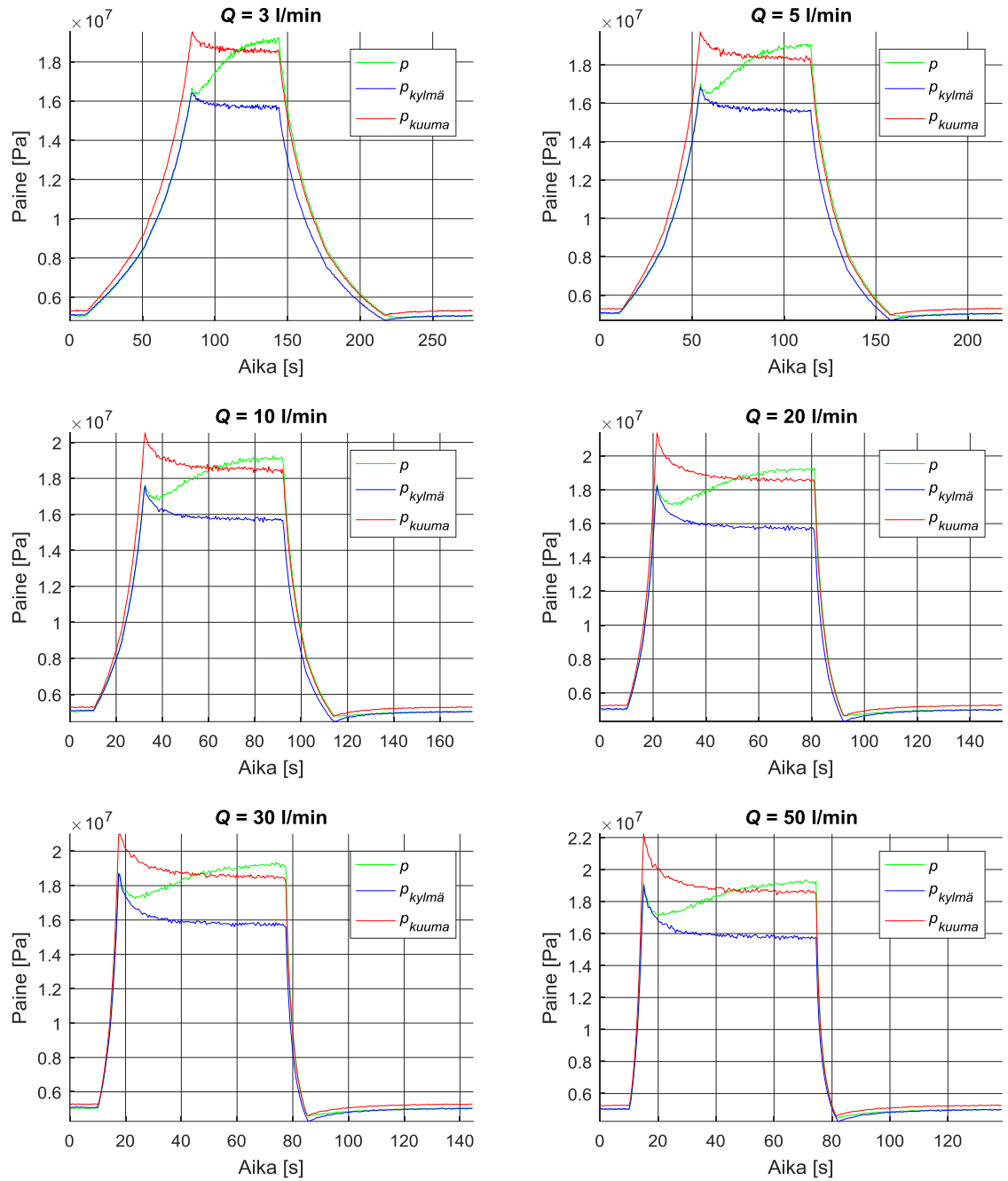
Kuva 28. Lämmönsiirtimen veden lämpötilat eri mittausyhteisissä.

## 7.2 Kaasun paineet

Seuraavassa esitellään paineakussa vallitsevat kaasunpaineet erisuuruksilla hydraulisen tilavuusvirroilla kuvassa 29. Mittauksiin valitut tilavuusvirrat ovat 3, 5, 10, 20, 30 sekä 50 l/min. Jokaiselle tilavuusvirralle on kuvaajassa merkitty vihreällä varsinainen lämpövoimakoneen mittaus  $p$ , sinisellä kylmän veden referenssimittaus  $p_{kylmä}$  sekä punaisella kuumen veden referenssimittaus  $p_{kuuma}$ . Esimerkiksi tilavuusvirralla 3 l/min suoritusmittauksessa lämpövoimakoneen puristusvaihe alkaa paineen  $p$  arvosta 5 MPa ja päättyy noin 16,5 MPa paineeseen. Pitovaiheen aikana paine nousee noin 19 MPa paineeseen ja paisuntavaiheessa paine laskee takaisin 5 MPa paineeseen.

Merkittävimmät havainnot voidaan näistä kuvaajista tehdä paine-erosta pitovaiheen alkamisen ja loppumisen välillä. Kuvassa 29 esitetystä tuloksista voidaan todeta, että tilavuusvirralla 3 l/min paine-ero pitovaiheen alun ja lopun välillä paine-ero on noin 2 MPa. Kaasun paine siis nousee pitovaiheen aikana. Tilavuusvirtoja kasvatettaessa paine-ero pitovaiheen alku- ja loppuhetkien välillä pienenee. Korkeimmalla mitatulla tilavuusvirralla 50 l/min paineet pitovaiheen alussa ja lopussa ovat likimain samansuuruiset.

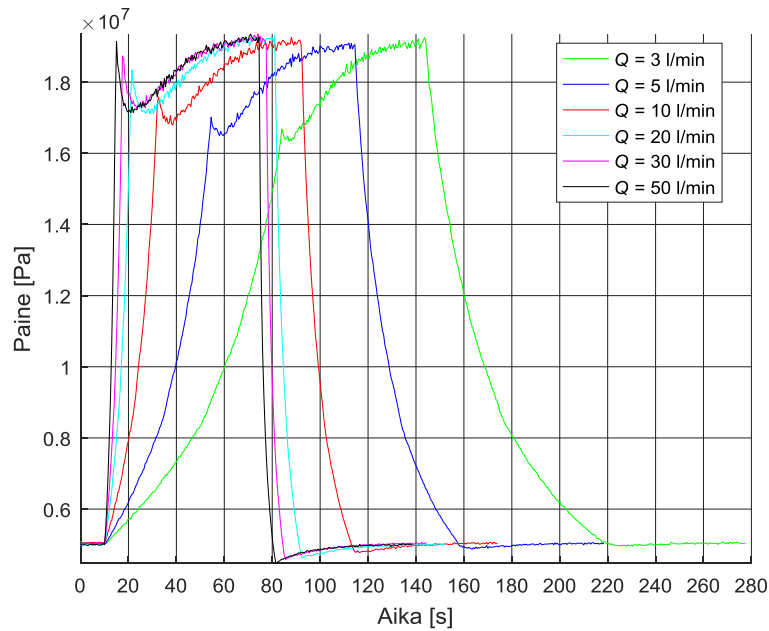
Kuvaajista voidaan huomata, että odotusvaiheen paine on kuumassa referenssimittauksessa hieman korkeampi kuin kahdessa muussa mittauksessa. Paineakun esilatauspainetta ei muuteta mittausten välissä, mutta kaasu on kuumen referenssimittauksen odotusvaiheessa kuumaa, jonka myötä paine on korkeampi.



**Kuva 29. Kuvaajat kaasun paineesta kaikilla mitatuilla tilavuusvirroilla.**

Eri tilavuusvirroilla suoritettujen mittausten vertailun helpottamiseksi lämpövoimakonemittausten paineet on piirretty lisäksi samalle asteikolle kuvassa 30. Kuvaajasta voidaan helposti huomata, että puristusvaihe päättyy korkeampaan paineeseen suuremmilla tilavuusvirroilla. Pitovaiheen lopussa paineet ovat kuitenkin likimain yhtä suuret kaikilla tilavuusvirroilla.

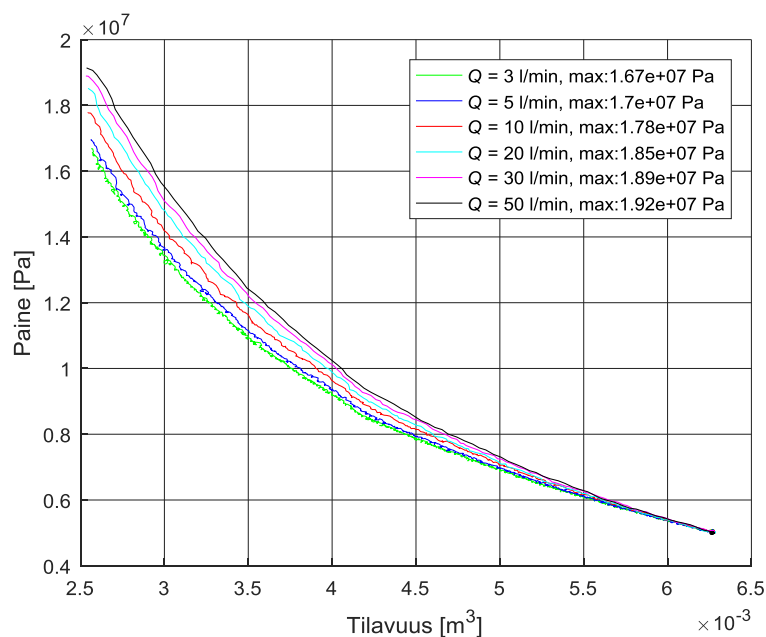




Kuva 30. Kaasun paineet mittauksen aikana samassa kuvaajassa.

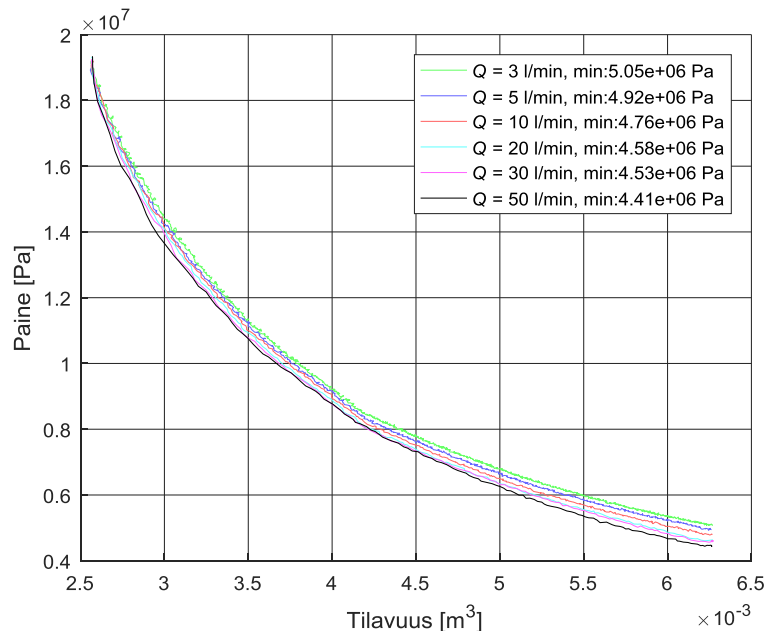
### 7.3 Puristusvaiheen ja paisuntavaiheen pV-diagrammit

Puristusvaiheen pV-diagrammit jokaisesta varsinaisesta mittauksesta on esitetty kuvassa 31. Puristusvaihe alkaa kuvaajan oikeasta alakulmasta ja etenee kohti vasenta yläkulmaa. Kuvaajasta voidaan vertailla paineiden suuruuksia tilavuuden funktiona eri tilavuusvirroilla. Kuvaajan avulla saadaan selkeä käsitys siitä, missä vaiheessa eri tilavuusvirtojen välille muodostuu eroja paineen suuruudessa. Kaikilla tilavuusvirroilla lähtöpiste on sama, tilavuus 6,3 litraa ja paine 5 MPa. Paine-ero puristusvaiheen lopussa 3 l/min ja 50 l/min välillä on noin 2,5 MPa. Kuvaajasta havaitaan, että eri mittausten kulmakertoimet ovat koko mittauksen ajan hieman erisuuriset niin, että paine-erot kasvavat vähitellen.



Kuva 31. Puristusvaiheen pV-diagrammi kaikilla tilavuusvirroilla.

Paisuntavaiheen pV-diagrammista kuvassa 32 voidaan tehdä vastaavia havaintoja kuin puristusvaiheen pV-diagrammista. Paisuntavaihe alkaa kaikilla tilavuusvirroilla samasta pisteestä vasemmassa yläkulmassa ja etenee oikeaa alakulmaa kohti. Paine-erot paisuntavaiheen lopussa ovat pienempiä kuin puristusvaiheen lopussa. Ero paisuntavaiheen lopussa 3 l/min ja 50 l/min mittausten välillä on noin 0,6 MPa.

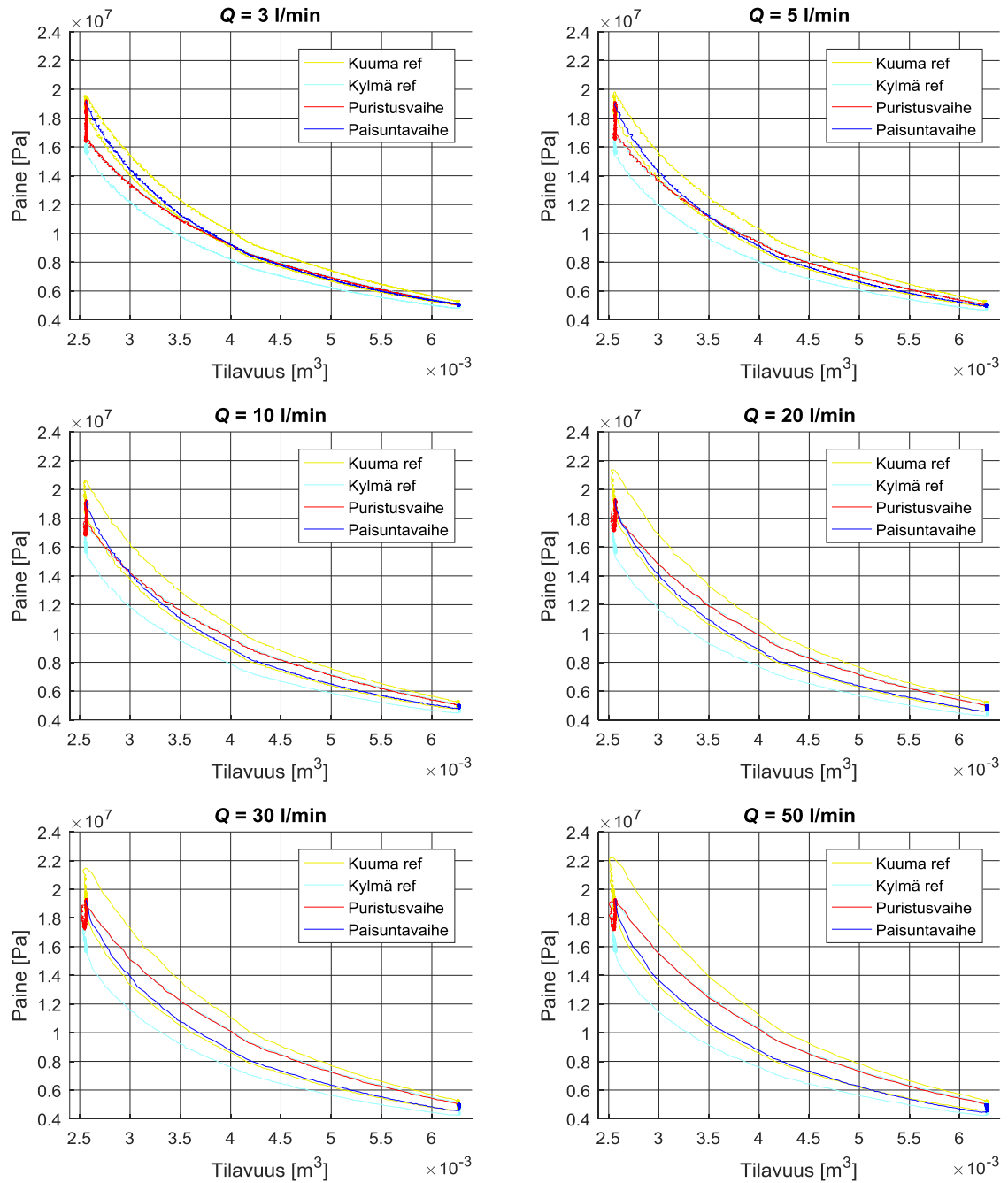


Kuva 32. Paisuntavaiheen pV-diagrammi kaikilla tilavuusvirroilla.

## 7.4 Eri tilavuusvirtojen pV-diagrammit

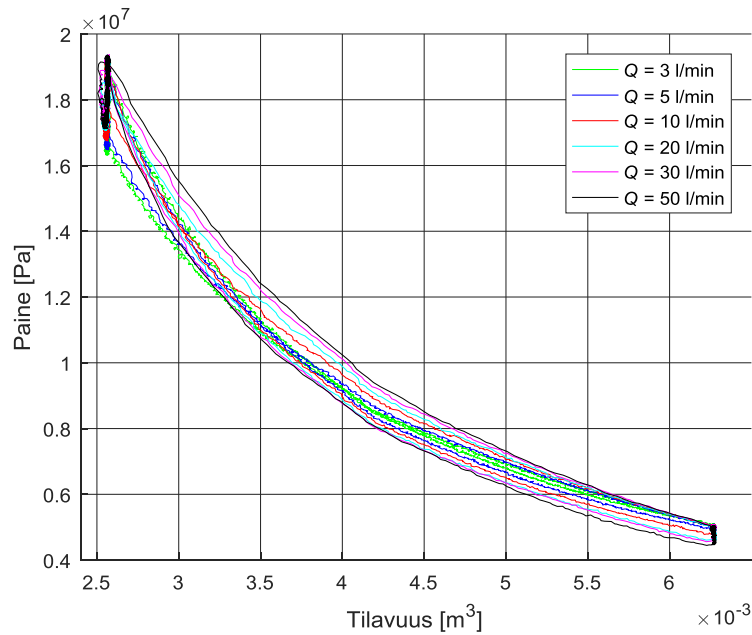
Suoritetuista mittauksista on esitetty pV-diagrammit kuvassa 33. Kuvaajissa on jaettu lämpövoimakoneen pV-diagrammin eri vaiheet kahteen osaan, jotta voidaan erottaa puristus- ja paisuntavaiheet toisistaan. Paineakun lataava puristusvaihe sekä pitovaihe on piirretty kuvaajiin punaisella ja paineen vapauttava paisuntavaihe on piirretty sinisellä. Kuvaajista voidaan huomata, että tilavuusvirroilla 3, 5 ja 10 litraa minuutissa puristus- ja paisuntavaiheiden kuvaajat risteävät.

Kuvaajiin on piirretty lisäksi kuuman ja kylmän referenssimittauksen pV-diagrammit. Näiden puristus- ja paisuntavaiheita ei ole eroteltu, sillä referenssimittauksissa puristusvaiheessa paine on yksiselitteisesti korkeampi ja paisuntavaiheessa matalampi. Referenssimittausten pV-diagrammit siis seuraavat kuvassa 3 esitetyn tavallisen paineakun pV-diagrammin vaiheita.



**Kuva 33. Mitatut pV-diagrammit tilavuusvirroilla 3, 5, 10, 20, 30 ja 50 l/min.**

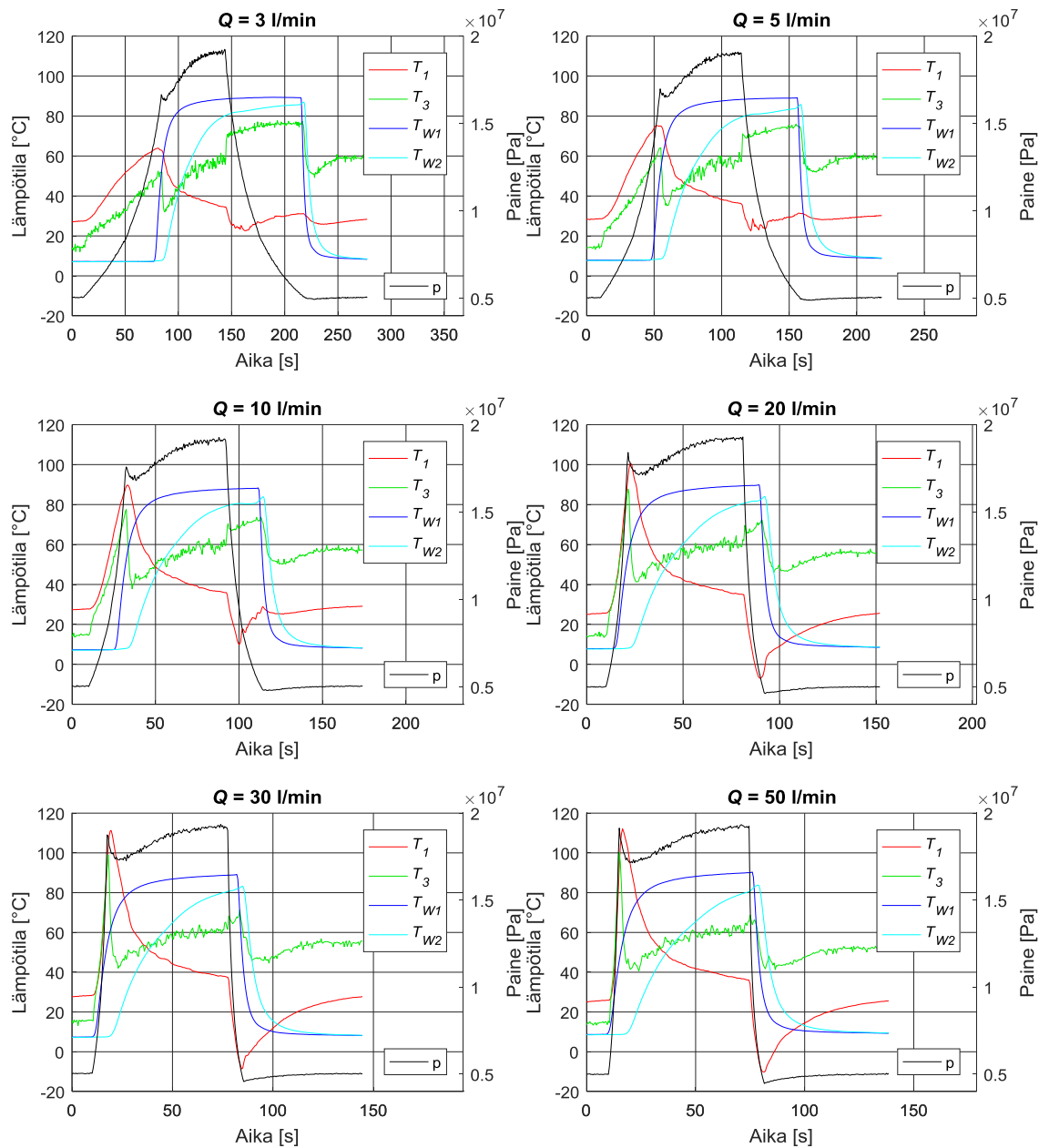
Eri mittausten välisten erojen toteamisen helpottamiseksi lämpövoimakoneen mittausten pV-diagrammit on piirretty samalle asteikolle kuvassa 34. Kuvasta huomataan, että pV-diagrammin muodostama pinta-ala on selkeästi suurin tilavuusvirralla 50 l/min. Sen muodostaman alueen ulkopuolelle päätyvät vain paisuntavaiheiden kuvaajat tilavuusvirroilla 3, 5 ja 10 l/min, jotka siis ovat niin sanottua miinusmerkkistä pinta-alaa, joka parantaa hyötysuhdetta.



Kuva 34. Mittausten pV-diagrammit samassa kuvaajassa.

## 7.5 Kaasun lämpötilat

Kaasun lämpötiloja analysoimalla päästään tarkastelemaan mekanisme, joista hyöty-suhteiden parannukset syntyvät. Kaasun lämpötilat mittausten aikana on esitetty kuvassa 35. Kaasun lämpötila on mitattu kolmesta eri sijainnista kaasutilavuudessa. Lämpötiloja  $T_1$  ja  $T_3$  kuvaavien lämpötila-anturien sijainnit on kuvattu luvussa 6.3. Kaasun lämpötilojen lisäksi samoilla asteikoilla on esitetty lämmönsiirtimeen johdetun veden lämpötilat. Sinisellä piirretty  $T_{W1}$  kuvaa lämpötilaa ennen lämmönsiirrintä ja syaanilla piirretty  $T_{W2}$  lämpötilaa lämmönsiirtimeen jälkeen. Yhteyksien muodostamista varten kaasutilavuuden paine on esitetty kuvaajissa mustalla piirrettynä, asteikko on piirretty oikealle. Veden lämpötila ja painetieto on lisätty kuvaajiin, jotta kaasun lämpötilan käyttäytymisestä voitaisiin havainnoida helpommin.



Kuva 35. Kaasun ja veden lämpötilat paineakussa tilavuusvirralla 3, 5, 10, 20, 30 ja 50 l/min.

## 7.6 Hyötysuhdelaskelmat

Paineakuilla tehtyjen mittausten hyötysuhteet on laskettu suoraan mittausdatasta MATLAB-koodin avulla. Hyötysuhde saadaan, kun pV-diagrammissa paisuntavaiheen kuvaajan alle jäävä pinta-ala jaetaan paisuntavaiheen kuvaajan alle jäävällä pinta-alalla. Pinta-ala laskettiin jokaisesta mittauspisteestä välistä ja summattiin yhteen. Hyötysuhdelaskelmien tulokset 1 ms mittausväleillä on esitetty taulukossa 3.

**Taulukko 3. Kokeissa saavutetut hyötysuhteet.**

Tilavuusvirta [l/min]	Lämpövoimakone [%]	Kylmä referenssi [%]	Kuuma referenssi [%]
3	103,0	90,5	90,2
5	99,0	86,8	88,4
10	95,5	83,6	84,6
20	93,2	79,9	83,6
30	89,4	73,9	81,3
50	81,6	66,7	72,5

Mittausjärjestelmän mittausvälin 1 ms lisäksi hyötysuhdelaskuja kokeiltiin myös 10 ms ja 100 ms pisteiden välein, jotta saatiin arvio laskujen luotettavuudesta. Hyötysuhteet osuivat kaikilla mittausväleillä vähintään 1 prosenttiyksikön päähän toisistaan, ja esitetyt, 1 ms mittausvälillä saadut arvot ovat keskimäärin alimpia laskettuja arvoja. Laskennoissa varmistettiin, että puristusvaiheen alku ja paisuntavaiheen loppu sekä puristusvaiheen loppu ja paisuntavaiheen alku olivat samoissa tilavuuksissa, jotta päätepisteiden vaihtelu ei vaikuttaisi laskennalliseen hyötysuhteeseen.

## 8 Pohdinnat

Koejärjestelyllä tehtyjen kokeiden tulokset osoittavat kiistattomasti vastauksen tutkimusongelmaan. Paineakun hyötysuhdetta voidaan parantaa ulkoisen lämmönlähteen ja lämmönvaihtimen avulla. Parhaiden tulosten saavuttamiseksi tulee lämpöenergian tuonnin lisäksi poistaa lämpöenergiaa, jolloin paineakusta voidaan jopa tehdä hydraulienergiaa tuottava komponentti.

### 8.1 Tulosten pohdinta

Työssä saavutetut tulokset on esitetty luvussa 7. Tulosten pohjalta voidaan arvioida tutkitun ilmiön toimivuutta selkein numeerisin perustein. Tuloksien pohdinnat on jaettu alilukuihin vastaavasti kuin tuloksien esittelyssä.

#### 8.1.1 Veden lämpötilat

Tuloksista veden lämpötilat (Kuva 28) ovat lähinnä koejärjestelyn toimivuutta kuvaavia tuloksia. Niiden avulla voidaan todeta, että järjestelmä toimii niin kuin on tarkoitus. Veden lämpötilat nousevat riittävän korkealle sekä ennen lämmönsiirintä, että sen jälkeen. Referenssimittauksissa veden tulolämpötilat pysyvät paikallaan niin kuin on tarkoitus. Poistumislämpötiloissa havaitaan hetkelliset muutokset, jotka johtuvat kaasun lämpenemisestä ja kylmenemisestä. Yleisesti vesien lämpötiloista voidaan havaita, että järjestelmän lämpötilat muuttuvat hitaammin kuin olisi optimaalista. Järjestelmän eri osien lämpökapasiteettia olisi siis hyvä saada pienennettyä, jotta lämpötilan muutokset vaikuttaisivat nopeammin kaasun lämpötilaan. Dynamiikan parantaminen on erityisen tärkeää, jos järjestelmää hyödynnetään todellisessa työkoneessa. Tässä työssä vaaditut kokeet saatiin toteutettua myös puutteellisemmalla dynamiikalla.

#### 8.1.2 Kaasun paineet

Kuvaajia (Kuva 29) vertailemalla voidaan huomata, että varsinaisen mittauksen pitovaiheen loppupaineet ovat jokaisessa mittauksessa suunnilleen yhtä suuret. Paineet siis ehtivät tasaantua jokaisessa mittauksessa lämmönsiirtimen ylläpitämälle tasolle 60 sekunnin pitovaiheen aikana. Puristusvaiheessa sen sijaan päädytään suurempiin loppupaineisiin suurempia tilavuusvirtoja käytettäessä.

Kaasun paineen kuvaajista voidaan selkeästi havaita paineakun hyötysuhteen parantumiseen johtavat mekanismit. Otetaan esimerkiksi kuvassa 29 esitetty kuvaaja kaasun paineista tilavuusvirralla 3 l/min. Paineakun kaasun paine nousee puristusvaiheen lopussa noin tasolle 16,5 MPa. Tämän jälkeen paine laskee hieman, kunnes lämmönsiirtimeen johdettu kuuma vesi alkaa lämmittää kaasua ja paine nousee. Pitovaiheen päättyessä kaasun paine on noussut noin tasolle 19 MPa. Kun oletetaan, että pitovaiheen aikana ei tehdä järjestelmään hydraulista työtä, voidaan selkeästi todeta, että kaasun lämmittämisestä on hyötyä. Paisuntavaiheessa paineakusta saatava paine on suurempi kuin puristusvaiheessa paineakkuun ladattu paine. Toisaalta aikajanelle piirretyt kaasun paineen kuvaajat voivat johtaa harhaan, jos niiden pohjalta aletaan tehdä päätelmiä hyötysuhteesta. Paineakun hyötysuhteeseen vaikuttavat vaiheiden alku- ja loppupaineiden lisäksi myös monet muut tekijät, kuten paineen käyttäytyminen puristus- ja paisuntavaiheiden aikana sekä männän kitkat.

Kaasun paineiden kuvaajien mukaan pitovaiheen aikainen lämmitys ja paineen nosto ovat hyvin merkittävässä osassa paineakun hyötysuhteen parantamisessa. Kuvaajista voidaan todeta, että kokeissa käytetty 60 sekunnin pitoaika on riittävä, sillä paineen nousu ehtii

tasaantua ennen paisuntavaiheen alkua. Kuvaajista voidaan todeta, että kriittinen kesto-aika pitovaiheelle on noin 30 sekuntia, jonka jälkeen paineen nousu alkaa tasaantua ja paine nousee enää vähän. Jos paisuntavaihe alkaa heti puristusvaiheen jälkeen, ei paineen nousua pääse syntymään. 0-30 sekunnin pitoajoilla saavutettava painehyöty kasvaa, kun pitoaikaa pidennetään. Nämä suoritusarvot ovat käytetyille laitteistolle ominaisia ja kiinnittämällä huomiota nopeaan lämmitykseen voidaan kriittistä pitoaikaa lyhentää tulevaisissa järjestelmissä. Aika-akselille piirrettyjen paineen kuvaajien avulla ei myöskään voida tarkastella paisuntavaiheen lämmityksen aiheuttamaa paineen nousua, joka myös parantaa paineakun hyötysuhdetta.

### 8.1.3 Puristus- ja paisuntavaiheen pV-diagrammit

Kuvassa 31 on esitetty kaikkien mittausten puristusvaiheiden pV-diagrammit. Kuvaajasta voidaan havaita, että korkeammilla tilavuusvirroilla paine kasvaa tilavuuden mukaan nopeammin. Lopussa (vasemmalla) havaittava paine-ero siis syntyy tasaisesti koko mittauksen aikana, eikä painotu erityisesti mihinkään yksittäiseen kohtaan puristusvaihetta.

Kuvassa 32 on esitetty kaikkien mittausten paisuntavaiheiden pV-diagrammit. Kaikki paisuntavaiheet alkavat samasta paineesta, noin 19,5 MPa:sta. Paineiden loppuarvon erotus on pienempi kuin puristusvaiheen lopussa. Tämä antaa viitteitä siitä, että eri tilavuusvirtojen hyötysuhde-erot ovat merkittävämpiä puristusvaiheessa kuin paisuntavaiheessa. Pienempien paine-erojen myötä pienien paineheittelyiden merkitys tulee enemmän esiin kuin puristusvaiheen kuvaajassa, ja 20, 30 ja 50 litralla minuutissa pV-diagrammit jopa hieman risteävät toisiaan. Lopussa paineiden suuruudet ovat kuitenkin oikeassa järjestyksessä.

### 8.1.4 Eri tilavuusvirtojen pV-diagrammit

Mittauksista piirrettiin pV-diagrammit tilavuusvirroilla 3, 5, 10, 20, 30 ja 50 litraa minuutissa (Kuva 33). Puristus- ja paisuntavaiheet esittävistä pV-diagrammeista voidaan tehdä alustavia päätelmiä mittauksissa esiintyneistä hyötysuhteista. Tilavuusvirroilla 3, 5 ja 10 l/min puristus- ja paisuntavaiheiden pV-kuvaajat risteävät toisensa. Esimerkiksi tilavuusvirralla 3 l/min puristusvaiheen paine on pienempi kuin paisuntavaiheen paine, kun kaasutilavuus on pienempi kuin 4 litraa. Tämä tarkoittaa käytännössä, että osalla tilavuuksista paineakku työntää paisuntavaiheessa öljyä suuremmalla voimalla takaisin hydraulijärjestelmään kuin millä se on puristusvaiheessa paineakkuun ladattu. Paineakku siis palauttaa tietyillä tilavuuksilla järjestelmään enemmän energiaa kuin paineakun lataamiseen on käytetty.

Päätelmiä hyötysuhteen asettumisesta yli tai alle yhden voi tehdä vertailemalla energiapositiivisen ja energianegatiivisen pinta-alan suhteita. Jos energiaa tuottava pinta-ala on selkeästi energiaa kuluttavaa pinta-alaa suurempi, voidaan melko varmasti sanoa mittaus-tapahtuman olleen hydraulien energiaa tuottava. Silmämääräisesti arvioiden tämä näyttää selkeästi toteutuvan vain tilavuusvirralla 3 l/min. Tarkat arvot hyötysuhteille saadaan kuitenkin vasta tarkoilla laskelmilla.

Kuvaajissa on mukana myös suoritettujen referenssimittausten kuvaajat. Kuvaajista voidaan huomata, että kylmän referenssimittauksen kuvaaja seuraa puristusvaiheessa lämpövoimakoneen kuvaajaa. Pitovaiheessa paine kuitenkin laskee ja paisuntavaihe sekä alkaa että päättyy matalammassa paineessa. Kuumen referenssimittauksen kuvaaja nousee puristusvaiheessa korkeampaan paineeseen ja laskee pitovaiheessa hieman alle lämpö-



voimakuvaajan paineeseen. Paisuntavaiheessa kuuman referenssimittauksen kuvaaja kulkee hieman lämpövoimakoneen kuvaajan alapuolella, seuraten kuitenkin sen muotoja ja suuntaa tarkasti. Ero johtuu siitä, että lämpövoimakoneen kuuma vesi on lämpimämpää kuin kuuman referenssimittauksen vesi.

### 8.1.5 Kaasun lämpötilat

Painekun kaasutilavuuteen sijoitettujen lämpöantureiden (Kuva 35) avulla voidaan tarkastella lämpötilan käyttäytymistä kaasutilavuuden eri osissa. Nähdään, miten lämmönsiirrin vaikuttaa kaasun lämpötilaan ja nähdään myös varsinaisessa paineakussa olevan kaasun lämpötila, johon lämmönsiirrin ei pääse suoraan vaikuttamaan. Lämmönsiirtimen lähellä oleva anturi ei ole lämmönsiirtimen sisällä, vaan lämmönsiirtimen ja paineakun välissä olevassa putkessa. Paineakussa oleva anturi on hyvin keskellä kaasutilavuutta, joten lämpötila seuraa likimain normaalin paineakun lämpötilakäyttäytymistä.

Anturin  $T_1$  lämpötila nousee puristusvaiheen lopussa hyvin korkeisiin lämpötiloihin. Vähiten lämpötila nousee 3 litralla minuutissa, eli noin 65 celsiusasteeseen. Vastaavasti 30 ja 50 litralla minuutissa lämpötila nousee 110 celsiusasteeseen. Puristusvaiheessa tämän anturin lämpötilat vastaavat hyvin normaalin paineakun lämpötiloja kaikilla tilavuusvirroilla. Pienemmän tilavuusvirran matalampi huippulämpötila johtuu siitä, että lämpöä ehtii johtua reunoista ulos jo puristuksen aikana. Myös pitovaiheen aikana lämpötilakäyttäytyminen on normaalia paineakkuu vastaava, lämpötila laskee vähitellen kohti huoneenlämpötilaa siten että kaikilla tilavuusvirroilla pitovaiheen loppulämpötila on noin 35 °C. Paisuntavaiheessa havaitaan merkittäviä eroja normaalin paineakun toimintaan erityisesti tilavuusvirroilla 3, 5 ja 10 l/min. Kaikilla tilavuusvirroilla lämpötila alkaa laskemaan normaalin paineakun mukaisesti, mutta pian lasku pysähtyy tai käy jopa nousuun 10 l/min tilavuusvirralla jo paisuntavaiheen puolivälissä. Poikkeava lämpötilakäyttäytyminen johtuu lämmönsiirrinpuolelta saapuvasta lämpimästä kaasusta.

Anturin  $T_3$  lämpötila nousee puristusvaiheessa varsin normaalin paineakun tavoin, mutta kuitenkin pienempiin lämpötiloihin kuin anturi  $T_1$ . Anturin  $T_3$  lämpötila myös laskee jyrkästi heti puristusvaiheen loppumisen jälkeen. Laskun jyrkkyys johtuu oletettavasti siitä, että anturi on ohuessa putkessa, joka jäähtyy nopeasti. Pitovaiheen aikana lämmönsiirtimen johdettu kuuma vesi alkaa kuitenkin lämmittää kaasua, ja lämpö nousee myös putken sisällä. Pitovaiheen aikana esiintyy selkeää lämpötilan huojuntaa, jonka voi arvella johtuvan paineakun männän säädön epätasaisuudesta. Pitovaiheen aikana anturin  $T_3$  mitaama lämpötila kasvaa alkupudotuksen jälkeen. Lämpötilan nousu vastaa muodoltaan kaasun painetta, joka tukee väitettä, että anturi  $T_3$  antaa hyvän arvion lämmönsiirtimen sisällä olevan kaasun lämpötilan käyttäytymisestä. Lämmönsiirtimen sisällä oleva kaasu on kuitenkin selkeästi lämpimämpää kuin pitovaiheessa putkessa oleva kaasu, sillä putken kaasun lämpötila nousee selkeästi tilavuusvirroilla 3, 5, 10 ja 20, kun sinne työntyy lämmönsiirtimessä ollutta kaasua. Vain tilavuusvirralla 50 l/min anturin  $T_3$  lämpötila alkaa laskea paisuntavaiheen aikana. Korkein lämpötila putkessa, noin 75 celsiusastetta, saavutetaan 3 l/min paisuntavaiheen lopussa. Tämä antaisi viitteitä, että lämmönsiirtimessä oleva kaasu lämpenee hyvin lähelle veden lämpötiloja. Anturin  $T_3$  loppulämpötila eroaa huomattavasti alkulämpötilasta, joten tulokset saattaisivat olla erilaisia, mikäli ajettaisiin kaksi sykliä peräkkäin.

Kaasun lämpötilojen perusteella saatiin selkeämpi kuva lämmönsiirtimen aiheuttamista ilmiöistä paineakun sisällä. Antureita olisi ollut hyvä olla vielä enemmän, erityisesti lämmönsiirtimen sisällä vallitseva lämpötila olisi ollut hyvä tietää. Myös yhdysputkessa olisi voinut olla toinenkin anturi, jotta olisi voitu arvioida putken aiheuttamia lämpöhäviöitä.

Kokonaisuutena suoraan kaasutilavuuteen sijoitetut pienet lämpötila-anturit antoivat kuitenkin arvokasta tietoa paineakun sisällä tapahtuvista ilmiöistä.

### **8.1.6 Hyötysuhdelaskelmat**

Suoritetuista mittauksista tehtiin hyötysuhdelaskelmat, joiden tulokset on esitetty taulukossa 3. Huomionarvoinen on tilavuusvirralla 3 l/min tehty mittausta, jossa paineakkujärjestelmä palautti hydraulipiiriin 103 % vastaanottamastaan hydraulienenergiasta. Tämä saavutettiin tietysti kuuman veden tuoman lämpöenergian avulla, eikä ikiliikkujaa ole vielä keksitty.

Lämpövoimakonetta jäljittelevän toiminnallisuuden lisäksi hyötysuhdelaskelmat tehtiin myös kylmästä ja kuumasta referenssimittauksesta. Lämpövoimakoneella saavutettiin tilavuusvirrasta riippuen noin 9-15 prosenttiyksikköä referenssimittauksia paremmat hyötysuhteet.

Referenssimittausten hyötysuhteista voidaan myös havainnoida, että pienellä tilavuusvirralla paineakun lämpötilalla ei ole juuri merkitystä. Hyötysuhde on kylmässä ja kuumassa referenssimittauksessa käytännössä sama tilavuusvirralla 3 l/min. Eroa kuitenkin syntyy, kun tilavuusvirta kasvaa. 50 l/min kylmän referenssimittauksen hyötysuhde on noin 6 prosenttiyksikköä heikompi kuin kuumassa referenssimittauksessa. Tämä havainto tiedostetaan jossain määrin, mutta lisätutkimus lämpötilan vaikutuksesta paineakun hyötysuhteeseen olisi paikallaan. Rakennettu laitteisto soveltuisi hyvin tutkimukseen aiheesta.

## **8.2 Koejärjestelyn arviointi**

Luvussa 4.1 esitellyn koejärjestely A:n mukainen suunnitelma lämmönvaihtimen hyödyntämisestä osoittautui käytännössä toimimattomaksi. Kokeissa käytettiin samassa luvussa esiteltyä koejärjestelyä B. Koejärjestelyn A toimimattomuuden syiksi voidaan tunnistaa seuraavat kolme asiaa. Vain osa kaasusta virtaa lämmönvaihtimen läpi. Lämpöä ei siirry riittävästi lyhyen paisuntavaiheen aikana. Kaasua varastoituu paljon itse lämmönvaihtimeen. Tilanteen korjaamiseksi tulisi koejärjestelyssä A hyödyntää kaasutilavuudeltaan huomattavasti pienempää lämmönsiirrintä. Toisaalta lämmönsiirtimen lämmönsiirtokyky tulisi myös olla parempi. Jos koejärjestelyn A mukaisen järjestelmän kehittämistä jatketaan, tulee järjestelmän toimintaperiaatteen todistamiseksi tehdä tarkempia simulatiolaskelmia.

Ennen varsinaisen järjestelmän suunnittelua ja rakentamista olisi pelkkien lämmönvaihdinlaskujen lisäksi kannattanut simuloida koko järjestelmän toimintaa siitä huolimatta, että tulokset olisivat olleet hyvin epätarkkoja. Usean erilaisen järjestelmän simuloinneilla olisi voitu havaita koejärjestely A:n heikko suorituskky, jolloin oltaisiin voitu keskittyä tekemään optimaalista järjestelmää koejärjestelylle B. Tällöin lisäenergiaa hyödyntävällä järjestelmällä olisi päästy suoraan parempiin tuloksiin. Kuitenkin joka tapauksessa tutkimuksen päätavoite saavutettiin, eli voidaan todeta, että lisälämmön tuomisesta paineakun kaasuun on kiistattomasti hyötyä. Koelaitteen valmistuksessa saatiin myös runsaasti hyödyllistä kokemusta tutkittavan ilmiön käytännön toteutuksesta. Tätä kokemusta voidaan hyödyntää jatkossa paremman laitteen ja koejärjestelyn suunnittelussa.

## **8.3 Lisälämmön potentiaali tulevaisuudessa**

Tämän diplomityön tuloksena voidaan todeta, että jatkotutkimus ulkopuolisen lämmön hyödyntämisestä paineakun hyötysuhteen parantamisessa on perusteltua. Työssä havaittiin kaksi toisistaan poikkeavaa kehityslinjaa, jotka esitetään seuraavissa kappaleissa.

Ensimmäisessä kehityslinjassa (koejärjestely A) lämmönsiirtimen läpi johdetaan vain kuumaa nestettä ja hyötysuhteen parannus perustuu kaasun virtauksen ohjaamiseen lämmönsiirtimen ohi puristusvaiheessa ja sen läpi paisuntavaiheessa. Tällä tavalla ei kuitenkaan havaittu merkittäviä hyötysuhteen parannuksia tässä työssä rakennetulla laitteistolla. Ongelmana on, että lämpöä siirtyy kaasutilavuuteen tehostetusti vain paisuntavaiheen aikana, kun kaasu virtaa lämmönsiirtimen läpi. Jatkotutkimuksessa tulisi kiinnittää erityishuomiota lämmönvaihtimen kaasutilavuuden pienentämiseen ja lämmönsiirron tehostamiseen. Tämän kehityslinjan perusmekanismia ei siis saatu todistettua toimivaksi, mutta toimiessaan tämän kehityslinjan mukainen paineakkujärjestelmä on kuitenkin verrattain yksinkertaista toteuttaa olemassa oleviin hydraulikkajärjestelmiin.

Toisessa kehityslinjassa (koejärjestely B) lämmönsiirtimeen ohjataan sekä kuumaa että kylmää vettä työkierron vaiheesta riippuen. Tällä tavalla havaittiin huomattavia parannuksia paineakun hyötysuhteeseen ja pienillä tilavuusvirroilla paineakkujärjestelmä toimi jopa hydraulienergiaa tuottavana komponenttina. Tässä kehityslinjassa jatkotutkimusta tulisi kohdistaa häviöiden poistamiseen lämmönsiirtimen ja paineakun tehokkaammalla integroinnilla. Kehitystä tulisi kohdistaa myös vesikierron dynamiikan parantamiseen. Lisäksi tulee varmistaa kaksi itse paineakkujärjestelmän ulkopuolista tekijää. Ensimmäiseksi tulee varmistaa, että löytyy käyttökohde, jossa on mahdollista johtaa lämmönsiirtimeen sekä kuumaa että kylmää vettä. Toiseksi tulee varmistaa, että järjestelmien käyttösyklit ovat riittävän ennustettavissa lämpövoimakoneen toimintaa varten. Näiden ehtojen täytyessä tämän kehityslinjan mukaisella paineakkujärjestelmällä on odotettavissa suuria parannuksia paineakun hyötysuhteeseen.

Kahdesta kehityslinjasta molemmat voisivat olla toteutuessaan hyödyllisiä. Ensimmäisen linjan toimivuudesta ei kuitenkaan ole vielä takeita ja kehityksen tulisi kohdistua menetelmän toimivaksi todistamiseen. Kehitystyö olisi kuitenkin perusteltua mahdollisen järjestelmän yksinkertaisuuden vuoksi. Toisessa kehityslinjassa saatiin todistettua menetelmän toimivuus teoriassa ja jatkossa voitaisiin keskittyä käytännön haasteiden ratkaisemiseen. Toiseen kehityslinjaan liittyen voitaisiin myös selvittää, onko ratkaisulle kysyntää markkinoilla ja voidaanko ratkaisusta saada taloudellisesti kannattava.

## **8.4 Jatkoehdotukset**

Diplomityön tulosten perusteella jatkokehitystä kannattaa tehdä koejärjestelyn B mukaisen järjestelmän parantamiseksi. Lämmönvaihdin tulisi saada integroitua osaksi paineakkua, jotta väliputkien paine- ja lämpötilahäviöt saataisiin eliminoidua. Järjestelmän käyttökelpoisuutta todellisissa järjestelmissä tulisi arvioida, jotta kehitystyötä ei tehtäisi turhaan. Järjestelmän potentiaalista olisi myös hyvä tehdä markkinatutkimusta. Yhtäaikaisen tutkimuksen ja liiketoiminnan edellytysten selvitystarpeen myötä kehitystyölle olisi edellytykset hakea rahoitusta Tekesin *Tutkimuksesta liiketoimintaa* -rahoitushausta [35].

Koejärjestelyn A mukaista järjestelmää voidaan kehittää, mutta ennen uuden laitteiston rakentamista tulee järjestelmästä tehdä täsmälliset laskelmat ja simulaatiomalli, jotka todistavat ilmiön toiminnan teoriassa. Näin voidaan selvittää, onko mahdollista valmistaa laitteistoa, joka täyttäisi teoreettisen järjestelmät asettamat suoritusarvot.

Työssä toteutettu laitteisto osoittautui toimivaksi, mutta se ei ole optimaalinen lämmön- tuontia hyödyntävän paineakun kannalta. Laitteistolla voidaan kuitenkin tehokkaasti sää-

dellä paineakun kaasutilavuutta ympäröivän rakenteen lämpötilaa. Hyötysuhdelaskelmissa huomattiin, että myös vakiolämpötilalla on selkeä vaikutus hyötysuhteeseen. Vaikutus ei kuitenkaan käyttyä selkeästi ja vaihtelee tilavuusvirtojen mukaan. Laitteistolla voitaisiin siis tutkia lämpötilan vaikutusta perinteisen paineakun hyötysuhteeseen.

## 9 Yhteenveto

Koneiden hyötysuhteet ovat kohonneet merkittävämpään asemaan, kun energian hinnat ovat nousseet. Myös konservatiivisena pidetyllä hydraulikan alalla on alettu tehdä töitä hyötysuhteiden parantamiseksi. Monien eri komponenttien hyötysuhdetta pyritään nostamaan eri ominaisuuksia parantelemalla, mutta parhaimmat hyödyt saadaan aikaan kehittämällä kokonaan uusia energiatehokkaita ominaisuuksia. Energiaa talteen ottavien järjestelmien myötä paineakun hyötysuhteen merkitys on kasvanut, sillä niissä energia varastoidaan hetkellisesti paineakkuihin. Täten paineakun oikea mitoitus sekä hyötysuhdetta parantava suunnittelu ovat tulleet entistä tärkeämmiksi. Paineakkuja onkin tutkittu sekä yliopistoissa että yrityksissä. Lukuisat julkaisut kertovat yliopistojen aktiivisuudesta ja yritykset ovat panostaneet alaan patentoimalla sekä ainakin yhdellä tuotteistetulla paineakulla, jossa on hyödynnetty tutkimuksissa löydettyjä keinoja hyötysuhteen parantamiseksi.

Paineakun heikko hyötysuhde johtuu pääosin puristusvaiheessa syntyvän lämmön vuotamisesta kaasusta akun seiniin ja ulkopuolelle pitovaiheen aikana, josta seuraa kaasun kuituminen ja paineen aleneminen. Tällöin paisuntavaiheessa ei ole enää hyödynnettävissä samaa energiamäärää kuin siihen on ladattu. Paineakun hyötysuhteen parantamiseksi tulisi siis saada kaasu pysymään samassa lämpötilassa kuin missä se on puristusvaiheen päättyessä. Tämän saavuttamiseksi on aikaisemmissa tutkimuksissa hyödynnetty kahta erilaista lähestymistapaa. Ensimmäinen tapa on paineakun kaasutilan eristyksen parantaminen, jolloin lämpöenergian vuodot vähenevät. Toinen tapa on sijoittaa paineakun kaasutilaan regeneraattori, joka sitoo itseensä lämpöenergiaa ja pitää kaasun lämpötilan matalammalla tasolla. Myös tällöin lämpövuodot vähenevät, sillä lämpöerot ovat pienempiä. Tässä diplomityössä tutkittiin näistä kahdesta poikkeavaa uutta tapaa paineakun hyötysuhteen parantamiseen tuomalla siihen ulkopuolista lämpöenergiaa lämmönvaihtimen avulla. Aktiivisen lämmönhallinnan avulla paineakusta voidaan tehdä yksinkertainen lämpövoimakone. Ulkopuolisen lämpöenergian tuonti voidaan perustella järkeväksi niissä tapauksissa, joissa ylimääräistä lämpöenergiaa on runsaasti saatavilla järjestelmän muista osista, esimerkiksi dieselmoottorin jäähdytysvedestä.

Tässä diplomityössä toteutettiin hydraulisen paineakun hyötysuhdetta ulkoisen lämmönlähteen avulla parantava järjestelmä. Järjestelmään kuuluvat paineakku, paineakun kaasutilavuuteen liitettävä lämmönsiirrin, kuumaa ja kylmää vettä lämmönsiirtimeen tuova vesipiiri, mittausjärjestelmä sekä paineakkua ajava hydraulipiiri. Lämmönsiirrin valmistettiin itse tutkimuksen erikoisvaatimusten takia, vesipiiri koottiin valmiista osista ja mittausjärjestelmä rakennettiin olemassa olevan pohjan päälle. Paineakku ja hydraulijärjestelmä olivat valmiita laboratorion varustuksia. Toteutetulle järjestelmälle suoritettiin kokeet hyötysuhteiden mittaamiseksi tilavuusvirroilla 3, 5, 10, 20, 30 ja 50 litraa minuutissa. Lämpövoimakoneelle suoritettiin referenssimittaukset kuumalla ja kylmällä vedellä, jolloin toiminnallisuus vastaa normaalia paineakkua vakiolämpötilassa.

Kokeiden perusteella voidaan kiistattomasti todeta, että paineakun nimellistä hyötysuhdetta voidaan parantaa merkittävästi lämmönvaihtimella tuodun energian avulla. Kokeissa saavutettiin jopa 103 % nimellinen paineakun hyötysuhde. Kiinnittämällä huomiota paineakku-lämmönvaihdin -yhdistelmän järkevämpään suunnitteluun voidaan jatkossa saavuttaa selkeästi parempia hyötysuhdelukuja. Itse lämpövoimakoneen hyötysuhdetta ei laskettu veden tarkan tilavuusvirtatiedon puuttuessa. Tämän voidaan kuitenkin olettaa olevan tässä työssä toteutetussa laitteistossa erittäin heikko, sillä esimerkiksi lämmönvaihtimen putket ja päädyt tulee jäähdyttää ja lämmittää jokaisella käyttösyklillä.

Työn tulosten perusteella voidaan todeta, että lisälämmön avulla pystytään kasvattamaan paineakun hyötysuhdetta. Parhaassa tapauksessa lämpöenergian avulla voidaan tehdä paineakusta lämpövoimakone, joka tuottaa hydraulienergiaa. Hyötysuhteen parantaminen kuitenkin edellyttää useiden ehtojen täyttymistä. Kuumaa vettä tulee olla ilmaiseksi saatavilla, joka rajaa käyttökohteet käytännössä polttomoottoreista käyttövoimansa saaviin hydraulijärjestelmiin. Kuumen veden lisäksi tulee olla saatavilla myös kylmää vettä. Paineakun käyttösykli tulee tietää etukäteen ja pitovaiheen tulee olla riittävän pitkä. Hukkalämpöä hyödyntävä paineakku on huomattavasti monimutkaisempi kuin perinteinen paineakku, joka heikentää luotettavuutta ja nostaa hintaa. Rajoituksista huolimatta hukkalämpöä hyödyntävällä paineakulla on suuri potentiaali saada aikaan merkittäviä energiasäästöjä joissakin hydraulijärjestelmissä.

Rakennettu järjestelmä on kaukana ideaalista, joten järjestelmän teknologista valmiutta tulisi kehittää. Kehitystyö on vasta alkuvaiheessa ja työssä havaittiin selkeitä parannuskohteita, joten edistysaskeleiden voi olettaa olevan suuria jokaisen uuden prototyypin välillä. Teknisen kehitystyön lisäksi tulisi selvittää, voidaanko järjestelmä saada toimimaan todellisissa käyttötilanteissa, sekä onko järjestelmälle riittävästi kysyntää markkinoilla.

## Lähdeluettelo

- [1] Juhala, J. & Kauranne, H. & Kajaste, J. & Pietola, M. Improving energy efficiency of work machine with Digital Hydraulics and pressure accumulator. Teoksessa: The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICPF'09), Linköping, Sweden, June 2-4, 2009. Linköping, Ruotsi, 2009. S. 15. ISBN: 978-91-7393-588-3.
- [2] Juhala, J. & Kauranne, H. & Pietola, M. Energy Losses in Piston Type Hydraulic Accumulator. Teoksessa: 7th International Fluid Power Conference (7th IFK). Aachen, Germany, 2010. S. 177-188. ISBN: 978-3-940565-93-8.
- [3] Juhala, J. & Kajaste, J. & Pietola, M. Improving energy efficiency of hydraulic accumulator. Teoksessa: The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'11), 18-20.5.2011. Tampere, Suomi, 2011. S. 99-110. ISBN: 978-952-15-2519-3.
- [4] Juhala, J. & Pietola, M. Hydraulic Accumulator as Energy Storage. Teoksessa: Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition. Vol. 6. Denver, Colorado, USA, 11-17.11.2011 S. 369-377. ISBN: 978-0-7918-5492-1. Saatavissa: DOI: 10.1115/IMECE2011-63780
- [5] Juhala, J. & Kajaste, J. & Pietola, M. Thermal Insulation in Enhancing Performance Characteristics of Hydraulic Accumulator. Teoksessa: Bath/ASME Symposium on Fluid Power & Motion Control (FPMC 2012). Bath, Iso-Britannia, 2012. S. 81-92. ISBN: 978-0-86197-187-9.
- [6] Korkolainen, P. Lämmön regeneroinnin hyödyntäminen hydraulipaineakussa. Diplomityö. Aalto-yliopisto, Insinööritieteiden korkeakoulu, Koneenrakennustekniikan laitos. Espoo. 2014. 68 s.
- [7] WO2016087711A1. Plunger pressure accumulator. Aalto-korkeakoulusäätiö sr, Helsinki, Suomi, International. (Kajaste, J. & Juhala, J. & Saari, K.) PCT/FI2015/050824, 26.11.2015. Julk. 9.6.2016.
- [8] Walt, F., Rajabi, B. Reduce Hydraulic Accumulator Cost with Back-Up Gas Bottles [verkkoaineisto]. 2008 [Viitattu: 10.9.2015]. Saatavissa: <http://www.designworldonline.com/reduce-hydraulic-accumulator-cost-with-back-up-gas-bottles/>
- [9] HYDAC International. Accumulator Technology [verkkoaineisto]. [Viitattu: 27.5.2017]. Saatavissa: <http://www.hydac.com/fileadmin/pdb/pdf/PRO00000000000000000000003000140011.pdf>
- [10] Senior Aerospace Metal Bellows Division. Metal Bellows Maintenance Free Accumulators [verkkoaineisto]. [Viitattu: 19.2.2017]. Saatavissa: <http://www.metallbellows.com/Products/Accumulators.html>
- [11] Stroganov, A. & Sheshin, L. Honeycomb Receiver as an Accumulator Shell: Significant Reduction of Danger and Thermal Losses. Teoksessa: The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09. Linköping, Ruotsi, 2009.
- [12] Puddu, Pierpaolo & Paderi, Maurizio. Hydro-pneumatic accumulators for vehicles kinetic energy storage: Influence of gas compressibility and thermal losses on storage capability. Energy, 2013. Vol. 57. S. 326-335. Saatavissa: DOI: 10.1016/j.energy.2013.04.072
- [13] Hänninen, H. & Kauranne, H. & Sinkkonen, A. & Pietola, M. Study on Energy Usage of Reach Truck Equipped with Energy Recovery System. Teoksessa: The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'11), Tampere.

- Finland, May 18-20, 2011. Tampere, Suomi, 2011. S. 179-188. ISBN: 978-952-15-2520-9.
- [14] Wu, Bin & Lin, Chan-Chiao & Filipi, Zoran & Huei, Peng & Assanis, Dennis. Optimal Power Management for a Hydraulic Hybrid Delivery Truck. *Vehicle System Dynamics*, 2004. Vol. 42:1-2. S. 23-40. ISSN 1744-5159. Saatavissa: DOI: 10.1080/00423110412331291562
  - [15] US 9151018 B2. Closed-loop hydraulic system having energy recovery. Caterpillar Inc., Peoria, Illinois, Yhdysvallat. (Knussman, M. L.) US 13/250,002, 30.9.2011. Julk. 6.10.2015.
  - [16] US 7669414 B2. Hydraulic energy recovery system with dual-powered auxiliary hydraulics. Parker-Hannifin Corporation, Cleveland, Ohio, Yhdysvallat. (Loeffler, J. M.) US 11/692698, 28.3.2007. Julk. 2.3.2010.
  - [17] US 4367786 A. Hydrostatic bladder-type storage means. Daimler-Benz Aktiengesellschaft, Stuttgart, Saksa. (Hafner, G. & Haepf, H.) US 06/209,417, 24.11.1980. Julk. 11.1.1983.
  - [18] US 20110079140 B2. Energy storage system including an expandable accumulator and reservoir assembly. Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Saksa. (Baseley, S. J.) US 12/897,442, 4.10.2010. Julk. 31.3.2015.
  - [19] US 20140299609 A1. Pressure accumulator. Hydac Technology GmbH, Sulzbach, Saksa. (Baltes, H. & Kloft, P.) US 13/261,842, 18.10.2012. Julk. 9.10.2014.
  - [20] Stroganov, A. & Sheshin, L. Accumulator Efficiency Improvement: Heat Insulation or Heat Regeneration. Teoksessa: The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09. Linköping, Ruotsi, 2009.
  - [21] Barlow, T. J. & Latham, S. & McCrae, I. S. & Boulter, P. G. A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions. 3rd ed. Crowthorne, Berkshire, Iso-Britannia: Transport Research Laboratory, 2009. 276 s. ISBN: 0968-4093. Saatavissa: [https://www.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment\\_data/file/4247/ppr-354.pdf](https://www.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/4247/ppr-354.pdf)
  - [22] Hydroll. Hydroll standard piston accumulators [verkkodokumentti]. [Viitattu: 18.2.2017]. Saatavissa: <http://www.hydroll.fi/wp-content/uploads/2012/06/HPS10.pdf>
  - [23] Pourmovahed, A. & Baum, S. A. & Fronzac, F. J. & Beachley, N. H. Experimental Evaluation of Hydraulic Accumulator Efficiency With and Without Elastomeric Foam. *Journal of Propulsion and Power*, 1987. Vol. 4:2. S. 185-192. Saatavissa: DOI: 10.2514/3.23047
  - [24] Pourmovahed, A. Durability Testing of an Elastomeric Foam for Use in Hydraulic Accumulators. *Journal of Solar Energy Engineering*, 1990. Vol. 112:3. S. 223-228. Saatavissa: DOI: 10.1115/1.2930483
  - [25] HYDAC. Bladder accumulators with foam-filled bladder [verkkodokumentti]. [Viitattu: 19.5.2017]. Saatavissa: [http://www.hydac.co.id/technews/Bladder\\_accu\\_with\\_foam-filled\\_bladder.pdf](http://www.hydac.co.id/technews/Bladder_accu_with_foam-filled_bladder.pdf)
  - [26] Stroganov, A. & Sheshin, L. Improvement of Heat-Regenerative Hydraulic accumulators. Teoksessa: The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere, Suomi, 2011.
  - [27] Thulukkanam, T. Heat Exchanger Design Handbook. 2nd ed. Boca Raton, Florida, Yhdysvallat: CRC Press, 2013. 1216 s. ISBN: 978-1-4398-4212-6.



- [28] Lampinen, Markku J. Lämmönsiirto-oppi. Espoo, Suomi: Teknillinen korkeakoulu, 2002. 69 s. ISBN: 951-22-6167-7.
- [29] Holman, J. P. Heat transfer. 8th ed. New York, Yhdysvallat: McGraw-Hill, 1997. 696 s. ISBN: 0-07-029722-3.
- [30] Anon. Shell and tube heat exchanger [verkkoaineisto]. [Viitattu: 1.3.2017]. Saatavissa: [https://en.wikipedia.org/wiki/Shell\\_and\\_tube\\_heat\\_exchanger](https://en.wikipedia.org/wiki/Shell_and_tube_heat_exchanger)
- [31] Shah, Ramesh K. & Seculić, Dušan P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. Hoboken, New Jersey, Yhdysvallat: John Wiley & Sons, 2003. ISBN: 9780470172605. Saatavissa: <http://onlinelibrary.wiley.com/book/10.1002/9780470172605>
- [32] JiaWe Palte Heat Exchanger Co. Gasket Plate Heat Exchanger [verkkoaineisto]. [Viitattu: 20.2.2017]. Saatavissa: <http://www.jiawei-phe.com/Gasket-Plate-Heat-Exchanger.html>
- [33] Lienhard IV, John H. & Lienhard V, John H. A Heat Transfer Textbook. 4th ed. Cambridge, Massachusetts: PhlogistonPress, 2017. 764 s. ISBN: 0486479315. Saatavissa: <http://ahtt.mit.edu>
- [34] Aroonrat, K. et al. Heat transfer and single-phase flow in internally grooved tubes. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013. Vol. 42. S. 62-68. ISSN 0735-1933. Saatavissa: DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.12.001
- [35] Tekes. Tutkimuksesta liiketoimintaa [verkkoaineisto]. [Viitattu: 10.5.2017]. Saatavissa: <https://www.tekes.fi/rahoitus/tutkimusorganisaatiot/tutkimuksesta-liiketoimintaa/>